



Pedro de Assis Franco Paiva Duarte Ferreira

Licenciado em Ciências de Engenharia Mecânica

Proposta e Avaliação Termodinâmica de Soluções para o Aproveitamento da Exergia na Regaseificação de GNL

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Doutor Daniel Cardoso Vaz, Professor
Auxiliar, DEMI/FCT/UNL

Co-orientadora: Prof.^a Doutora Maria Isabel Simões
Catarino, Professora Auxiliar, DF/FCT/UNL

Júri:

Presidente: Prof. Doutor José Fernando de Almeida Dias

Arguente: Prof. Doutor Luís Miguel Chagas Costa Gil

Vogal: Prof. Doutor Daniel Cardoso Vaz



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Dezembro de 2015

Pedro de Assis Franco Paiva Duarte Ferreira

Licenciado em Ciências de Engenharia Mecânica

**Proposta e Avaliação Termodinâmica de Soluções para o
Aproveitamento da Exergia na Regaseificação de GNL**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Doutor Daniel Cardoso Vaz, Professor
Auxiliar, DEMI/FCT/UNL

Co-orientadora: Prof.^a Doutora Isabel Catarino, Professora
Auxiliar, DF/FCT/UNL

Júri:

Presidente: Prof. Doutor José Fernando de Almeida Dias

Arguente: Prof. Doutor Luís Miguel Chagas Costa Gil

Vogal: Prof. Doutor Daniel Cardoso Vaz

“Copyright” Pedro de Assis Franco Paiva Duarte Ferreira, FCT/UNL e UNL

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa tem o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

AGRADECIMENTOS

Gostava de agradecer aos meus orientadores, o professor Daniel Vaz e a professora Isabel Catarino: pela oportunidade de realizar este trabalho; pela dedicação, disponibilidade, boa vontade e amizade com que me ajudaram ao longo deste ano; e pelo conhecimento e sabedoria que me transmitiram.

Gostava também de agradecer ao professor João Cardoso pelo seu contributo na área dos algoritmos genéticos e ao engenheiro Gonçalo Oliveira e à engenheira Inês Santos da REN pelo apoio e interesse demonstrados.

Gostava de agradecer a todos os meus amigos, colegas e família, sem exceção. Em particular aos meus colegas de faculdade João Inverno, Diogo Dabadie, Francisco Mendonça, Rafael Pacheco, João Miranda Guilherme Domingos e David Vistas pela amizade ao longo deste percurso académico.

Com toda a gratidão dedico este trabalho aos meus pais, à minha irmã, à Rita e à Ana. Apenas foi possível graças a todo o amor, apoio e inspiração.

RESUMO

Uma vez que o gás natural liquefeito (GNL) é transportado a uma temperatura criogénica de $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ e como os gasodutos recebem o gás natural (GN) à temperatura ambiente, existe neste sistema exergia que pode ser usada na produção de energia elétrica. A presente dissertação consiste na proposta, avaliação e comparação termodinâmica de diferentes ciclos para produção de energia elétrica, através do aproveitamento da exergia do GNL, aquando da sua transformação em GN, para introdução nos gasodutos.

Neste trabalho, considerou-se como caso de estudo o terminal de GNL de Sines, em Portugal, que atualmente não tem implementada nenhuma solução para o aproveitamento da exergia disponível. Considerando os critérios de projeto, definidos de acordo com as características do terminal de Sines e, usando água do mar como fonte de calor, simularam-se e compararam-se os seguintes tipos de ciclos: o ciclo existente no terminal (CE), sem produção de energia; o ciclo de expansão direta do GN (CED); os ciclos tipo Rankine (CTR); os ciclos tipo Rankine com expansão direta (CTR+ED); e os ciclos tipo Rankine com apoio de energia solar (CTRS). Consideraram-se sete fluidos de trabalho (FT) diferentes: propano, etano, etileno, dióxido de carbono, R134a, R143a e propileno.

As potências líquidas máximas obtidas para cada ciclo demonstram que: com o CE gastam-se cerca de 1182 kW para fazer o processamento de GNL; com o CED é possível gastar apenas 349 kW; com os CTR é possível obter uma potência líquida positiva ao processar o GNL, produzindo até 2120 kW (usando propileno como FT); com os CTR+ED é possível produzir 2174 kW (também usando propileno com FT); e com os CTRS é possível produzir até 3440 kW (valor médio anual) (usando etano como FT).

Fez-se a otimização multi-objetivo dos ciclos tendo-se considerado alguns aspetos económicos. Além da maximização da potência líquida, para os CED, CTR e CTR+ED minimizou-se a área de transferência de calor total dos permutadores de calor e para os CTRS minimizou-se a área de coletores solares instalada.

Termos-chave: gás natural liquefeito (GNL), ciclos orgânicos de Rankine, ciclos de expansão direta, solar, exergia

ABSTRACT

Since liquefied natural gas (LNG) is transported at a cryogenic temperature of $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ and because pipelines receive natural gas (NG) at ambient temperature, there is in this system exergy that can be converted into electricity. This thesis focuses on the proposal, evaluation and comparison of different thermodynamic cycles for the production of electrical power from the exploitation of the exergy of LNG, as it is introduced in the pipelines.

This thesis addresses the particular case of the LNG regasification facility in Sines, Portugal, which uses seawater as a heat reservoir for LNG vaporization. However, this facility doesn't have any exergy recovery strategies implemented. Using sea water as a heat source and considering the specific characteristics of the facility in Sines, the procedure of this thesis was based upon the simulation and comparison of the following types of cycles: the existing cycle in the terminal (EC), where there's no energy production; the NG's direct expansion cycle (DEC); the Rankine type cycles (RTC); the Rankine type cycles with direct expansion (RTC+DE); and the Rankine type cycles with support from solar energy (SRTC). Seven different working fluids (WF) were considered in this analysis: propane, ethane, ethylene, carbon dioxide, R134a, R143a and propylene.

The obtained values for the maximum net power output have lead to the following conclusions: in order to process the LNG with the EC, 1182 kW of electrical power are consumed; with the DEC the energy demand for LNG processing is lower, decreasing to 349 kW; with the RTC it is possible to obtain a positive net power output while processing LNG, up to 2120 kW (using propylene as WF); with RTC+DE this value can go up to 2174 kW (also using propylene as WF); with SRTC it is possible to obtain 3440 kW of net power output, as a year average (using ethane as WF).

A multi-objective optimization was made. Besides the net power output maximization, for DEC, RTC and RTC+DE the total area of heat exchangers was minimized and for SRTC the total area of solar collectors installed was minimized.

Keywords: liquefied natural gas (LNG), organic Rankine cycles, direct expansion cycles, solar, exergy

ÍNDICE DE MATÉRIAS

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Motivação	1
1.2	Contribuição do presente trabalho	4
1.3	Estrutura	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1	Introdução	7
2.2	Conceito de Exergia	7
2.3	Processo de liquefação do GN	12
2.4	Aproveitamento da exergia do GNL para produção de eletricidade	13
2.4.1	Expansão direta	13
2.4.2	Ciclos tipo Rankine	14
2.4.3	Ciclos de Kalina	15
2.4.4	Ciclos de Brayton e ciclos combinados	17
2.4.5	Resumo	17
2.5	Casos existentes de aproveitamento da exergia do GNL	19
2.6	Critérios para a escolha do fluido de trabalho	21
3	CRITÉRIOS DE PROJETO	25
3.1	Terminal de GNL de Sines	25
3.2	Fontes de calor	27
3.2.1	Água do mar	27
3.2.2	Energia solar térmica	28
3.3	Gás natural	31
3.3.1	Composição	31
3.3.2	Condições de pressão e temperatura	31
3.3.3	Exergia do GNL	31
3.4	Dados económicos	32
4	METODOLOGIA E FERRAMENTAS UTILIZADAS	33
4.1	Introdução	33

4.2	Modelação termodinâmica	34
4.2.1	Modelação dos componentes	34
4.2.2	Parâmetros de análise	36
4.2.3	Análise exergética	38
4.2.4	Simplificações	39
4.3	Ferramentas computacionais	39
4.3.1	Escolha das ferramentas computacionais	39
4.3.2	<i>MATLAB</i>	39
4.3.3	<i>REFPROP</i>	40
4.4	Método de otimização	41
4.4.1	Objetivos da otimização	41
4.4.2	Algoritmo genético <i>NSGA-II</i>	42
4.5	Análise paramétrica	43
4.6	Verificação das ferramentas computacionais	43
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	45
5.1	Introdução	45
5.2	Considerações gerais	45
5.2.1	Limites das variáveis	46
5.3	Ciclo Existente - CE	50
5.4	Ciclo de expansão direta - CED	53
5.5	Ciclo tipo Rankine - CTR	58
5.5.1	Apresentação de resultados para os CTR	61
5.5.2	Análise paramétrica dos CTR	69
5.6	Ciclo tipo Rankine com expansão direta – CTR+ED	69
5.6.1	Apresentação de resultados para os CTR+ED	70
5.6.2	Análise paramétrica dos CTR+ED	80
5.7	Comparação e discussão dos ciclos: CE, CED, CTR e CTR+ED	86
5.7.1	Comparação dos CTR	86
5.7.2	Comparação dos CTR+ED	88

5.7.3	Comparação dos ciclos: CE, CED, CTR e CTR+ED	88
5.7.4	Comparação dos fluidos de trabalho	95
5.8	Ciclo tipo Rankine com apoio solar – CTRS	95
5.8.1	Demonstração do método usado para o cálculo da potência média	97
5.8.2	Apresentação e comparação dos resultados obtidos para os CTRS	99
6	CONCLUSÃO	103
6.1	Sugestões para trabalho futuro	105
	Bibliografia.....	107
	Anexos.....	111
	Anexo A – Propriedades e outros dados sobre fluidos.....	111

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Evolução da procura de GN em Portugal, por setor.....	1
Figura 1.2: Cadeia de valor do GNL.....	2
Figura 2.1: Decomposição da exergia.....	8
Figura 2.2: Volume de controlo genérico.....	10
Figura 2.3: Decomposição da exergia termomecânica.....	10
Figura 2.4: Diagrama $T-p$ para os pontos gn1, gn2 e condições ambiente.....	12
Figura 2.5: Uma estação de liquefação de GN e enchimento de navios metaneiros, na Nigéria. ...	13
Figura 2.6: Exemplo de ciclo de expansão direta.....	14
Figura 2.7: Exemplo de ciclo tipo Rankine usando a exergia do GNL.....	15
Figura 2.8: Exemplo de ciclo de Kalina usando a exergia do GNL.....	16
Figura 2.9: Perdas estruturais num ciclo.....	16
Figura 2.10: Exemplo de ciclo de Brayton usando a exergia do GNL.....	17
Figura 2.11: Custo da energia produzida em Huelva em comparação com outras fontes.....	20
Figura 2.12: Excerto do diagrama de processo do terminal de Huelva.....	20
Figura 2.13: Fotografia do CTR no terminal de Huelva.....	21
Figura 3.1: Fotografia do terminal da REN em Sines.....	25
Figura 3.2: Diagrama de processo do terminal de Sines.....	26
Figura 3.3: Esquema do processo de arrefecimento de água do mar desde a captação à restituição.	27
Figura 3.4: Distribuição da irradiação solar ao longo do dia para os casos de verão e de inverno, em Sines.....	29
Figura 3.5: η_{cs} em função de $T_{fs} - T_0$ para diferentes tipos de coletores solares.....	30
Figura 4.1: Esquema da integração das ferramentas analítica e computacionais.....	33
Figura 4.2: Esquema de permutador de calor operando entre corrente quente (q) e corrente fria (f).	35
Figura 4.3: Volume de controlo e balanço exergetico do CTRS.....	37
Figura 5.1: Esquema do CE.....	51
Figura 5.2: Diagrama $T-s$ do CE.....	52
Figura 5.3: Esquema do CED.....	53
Figura 5.4: Resultado da otimização do CED.....	54
Figura 5.5: Diagrama $T-s$ do CED para a solução de maior produção elétrica.....	55
Figura 5.6: Análise paramétrica a p_{gn2} para o CED.....	57
Figura 5.7: Análise paramétrica a T_{gn3} para o CED.....	57
Figura 5.8: Esquema de uma diferente configuração do CED.....	58
Figura 5.9: Esquema do CTR.....	58

Figura 5.10: Excerto do código usado para o cálculo do CTR1.	60
Figura 5.11: Representação dos pontos 1, 2, 3 e 4 para as soluções “a” e “b” do CTR2.....	61
Figura 5.12: Resultados da otimização de cada CTR.	62
Figura 5.13: Diagramas T - s da solução de maior produção elétrica para cada CTR.	66
Figura 5.14: Esquema do CTR+ED.	69
Figura 5.15: Resultados da otimização de cada CTR+ED.....	71
Figura 5.16: Diagramas T - s da solução de maior produção elétrica para cada CTR+ED.....	76
Figura 5.17: Análise paramétrica a \dot{m}_{fi} para o CTR+ED1.	80
Figura 5.18: Análise paramétrica a p_{gn2} para o CTR+ED1.	81
Figura 5.19: Análise paramétrica a T_{gn4} para o CTR+ED1.	81
Figura 5.20: Análise paramétrica a T_3 para o CTR+ED1.....	82
Figura 5.21: Análise paramétrica a p_2 para o CTR+ED1.....	82
Figura 5.22: Análise paramétrica a p_2 , com $p_4 = 102$ kPa, para o CTR+ED1.	83
Figura 5.23: Influência de p_2 em T_3 e T_4 , para o CTR+ED1	83
Figura 5.24: Análise paramétrica a p_4 para o CTR+ED1.....	84
Figura 5.25: Análise de sensibilidade a p_{gn2} para o CTR+ED1.	85
Figura 5.26: Resultados da otimização do CTR para os vários FT.....	87
Figura 5.27: Destruição de exergia em cada componente para o CTR7 (propileno).	87
Figura 5.28: Resultados da otimização do CTR+ED para os vários FT.	88
Figura 5.29: Resultados da otimização dos CED, CTR e CTR+ED para alguns fluidos de trabalho.	89
Figura 5.30: Custo adicional dos permutadores de calor para os CED, CTR e CTR+ED, para alguns FT.	90
Figura 5.31: Tempo de retorno do investimento em área dos permutadores de calor em função de \dot{W}_{liq} , para o CTR7.	91
Figura 5.32: Potências líquidas máximas obtidas para os CE, CED, CTR e CTR+ED.....	92
Figura 5.33: Eficiências exergéticas para os CTR.	93
Figura 5.34: Eficiências exergéticas para os CTR+ED.....	93
Figura 5.35: Coeficientes de performance exergética para os CTR e CTR+ED.....	93
Figura 5.36: Valores da destruição total de exergia obtidos para os CE, CED, CTR e CTR+ED.	94
Figura 5.37: Valores de p_2 e \dot{m}_{fi} para os CTR e CTR+ED.....	94
Figura 5.38: Esquema do CTRS.	96
Figura 5.39: Potência líquida média anual em função de A_{cs} , para o CTRS1.....	97
Figura 5.40: Potência líquida média anual em função da A_{cs} , para os CTRS.	99
Figura 5.41: Potências líquidas máximas obtidas para os CTRS.....	100
Figura 5.42: Tempo de retorno do investimento em coletores solares em função de A_{cs}	101

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1: Resumo dos artigos que abordam ciclos semelhantes aos estudados nesta tese.....	18
Tabela 3.1: Propriedades da água do mar desde a captação à restituição.....	28
Tabela 3.2: Composição típica do GNL nigeriano.....	31
Tabela 4.1: Estados termodinâmicos de referência.....	40
Tabela 5.1: Limites de cada variável.....	46
Tabela 5.2: Parâmetros de operação e de análise do CE e propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo.....	52
Tabela 5.3: Destruição de exergia no CE.....	52
Tabela 5.4: Principais parâmetros para o CE, para o caudal de GN de projeto.....	53
Tabela 5.5: Valores das variáveis que resultam na maior produção elétrica para o CED.....	55
Tabela 5.6: Parâmetros de operação e análise do CED e propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo, para a solução de maior produção elétrica.....	55
Tabela 5.7: Destruição de exergia no CED.....	56
Tabela 5.8: Parâmetros do CED para a solução de maior produção elétrica, para o caudal de GN de projeto.....	56
Tabela 5.9: Valores das variáveis que resultam na maior produção elétrica para cada CTR.....	63
Tabela 5.10: Propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo para cada CTR.....	64
Tabela 5.11: Parâmetros de operação para a solução de maior produção elétrica para cada CTR.....	67
Tabela 5.12: Parâmetros de análise para a solução de maior produção elétrica para cada CTR.....	67
Tabela 5.13: Destruição de exergia em cada componente e total para cada CTR.....	68
Tabela 5.14: Principais parâmetros para a solução de maior produção elétrica de cada CTR, para o caudal de GN de projeto.....	68
Tabela 5.15: Valores de p_4 para os quais o FT não condensa, para diferentes CTR.....	69
Tabela 5.16: Valores das variáveis que resultam na maior produção elétrica para cada CTR+ED.....	72
Tabela 5.17: Propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo para cada CTR+ED.....	73
Tabela 5.18: Parâmetros de operação para a solução de maior produção elétrica para cada CTR+ED.....	77
Tabela 5.19: Parâmetros de análise para a solução de maior produção elétrica para cada CTR+ED.....	78
Tabela 5.20: Destruição de exergia em cada componente e total para cada CTR+ED.....	78
Tabela 5.21: Principais parâmetros para a solução de maior produção elétrica de cada CTR+ED, para o caudal de GN de projeto.....	79
Tabela 5.22: Valores de p_{gn2} e/ou p_4 para os quais o FT não condensa, para diferentes CTR+ED.....	86
Tabela A.1: Definição das classificações de segurança segundo a <i>ASHRAE</i>	111

Tabela A.2: Propriedades físicas dos fluidos estudados.	112
--	-----

NOMENCLATURA

Os símbolos, índices e siglas usados nesta dissertação são aqui listados, juntamente com a sua descrição e unidades de acordo com o sistema internacional (SI) (quando aplicável). Os símbolos estão divididos nas categorias de latim e grego. Para as variáveis é frequente a utilização do ponto como acento, o que corresponde à derivada da variável em ordem ao tempo (por ex. \dot{m} corresponde à massa a dividir por tempo, ou seja caudal mássico, cujas unidade no SI serão kg/s).

Símbolos latinos

A	Área (m^2)
C	Custo
E	Energia (J)
E, e	Exergia (J), exergia por unidade de massa (J/kg)
G	Irradiação solar (W/m^2)
h	Entalpia por unidade de massa (J/kg)
m	Massa (kg)
p	Pressão (Pa)
Q, q	Calor (J), calor por unidade de massa (J/kg)
S, s	Entropia (J/K), entropia por unidade de massa ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)
T	Temperatura (K)
U	Coeficiente global de transferência de calor ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$)
V	Volume (m^3)
W, w	Trabalho (J), trabalho por unidade de massa (J/kg)
x	Título de vapor (%)

Símbolos gregos

η	Rendimento (%)
--------	----------------

Índices

0	Referente às condições ambiente
ad	Adicional
am	Água do mar
apr	Aproximação
bo	bomba
c	Cinética

<i>cs</i>	Referente aos coletores solares
<i>d</i>	Destruída
<i>ecológico</i>	Referente à diferença de temperatura ecológica
<i>econ</i>	Económica
<i>ex</i>	Exergética
<i>f</i>	frio
<i>fro</i>	Referente à fronteira onde ocorre a transferência de calor
<i>fs</i>	Referente ao fluido solar à saída dos coletores solares.
<i>ft</i>	Referente ao fluido de trabalho
<i>gn</i>	Referente ao gás natural
<i>i</i>	Inverno
<i>in</i>	Referente a uma entrada
<i>liq</i>	Líquida
<i>log</i>	Logarítmica
<i>m</i>	Referente ao caudal mássico
<i>max</i>	Máximo
<i>p</i>	Pressão
<i>pc</i>	Permutador de calor
<i>pt</i>	Potencial
<i>q</i>	Quente
<i>R</i>	Racional
<i>ref</i>	De referência
<i>s</i>	Isentrópico
<i>t</i>	Total
<i>T</i>	Temperatura
<i>tu</i>	turbina
<i>Q</i>	Referente ao calor
<i>v</i>	Verão
<i>vc</i>	Referente ao volume de controlo
<i>W</i>	Referente ao trabalho

Siglas e abreviaturas

AG	Algoritmo genético
am	Água do mar
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers</i>
bo	Bomba

boam	Bomba de água do mar
boft	Bomba do fluido de trabalho
bogn	Bomba de gás natural
CB	Ciclo de Brayton
CC	Ciclo combinado
CK	Ciclo de Kalina
CE	Ciclo existente
CED	Ciclo de expansão direta
CO ₂	Dióxido de carbono
CRC	Ciclo de Rankine em Cascata
CRT	Ciclo de Rankine Transcrítico
CTR	Ciclo tipo Rankine
DEMI	Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial
DF	Departamento de Física
EDP	Energias de Portugal
FCT	Faculdade de Ciências e Tecnologias
FS	Fluido solar. No âmbito desta dissertação o fluido solar é aquele que circula nos coletores solares.
FT	Fluido de trabalho. No âmbito desta dissertação o fluido de trabalho é aquele que circula num ciclo de Rankine.
GN	Gás natural
GNL	Gás natural liquefeito
ln	Logaritmo natural
max.	Máximo
min.	Mínimo
n	Significa que se considera o fluido no estado gasoso e em condições de pressão e temperatura ambiente
n.d.	Não disponível
<i>NIST</i>	<i>National Institute of Standards and Technology</i>
<i>NSGA</i>	<i>Nondominated Sorting Genetic Algorithm</i>
PAG	Potencial de aquecimento global
pc	Permutador de calor
PDO	Potencial de destruição de ozono
REN	Rede Eléctrica Nacional
SI	Sistema Internacional (de unidades)
tu	Turbina

tuft	Turbina do fluido de trabalho
tugn	Turbina de gás natural
VC	Volume de controlo

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

A resolução do problema da escassez dos combustíveis fósseis, e do impacto ambiental da sua conversão e utilização, apresentam-se nas últimas décadas como um dos maiores desafios da humanidade, e em particular da comunidade científica. Por um lado há que satisfazer a crescente procura de energia, por outro há que obtê-la de forma sustentável para preservar o equilíbrio ambiental do planeta. No relatório *World Energy Outlook 2014* elaborado pela *International Energy Agency* [1], está previsto um crescimento de 78 % do consumo de energia elétrica a nível mundial entre 2012 e 2040. Surge então a necessidade de obter mais energia e aumentar a eficiência energética da sua conversão e utilização. Do ponto de vista ambiental é crucial dar prioridade a fontes renováveis, ou de aproveitamento de resíduos energéticos, em detrimento de fontes não renováveis, assim como optar por soluções com menores emissões de CO₂ e de gases que provoquem a destruição da camada de ozono.

Atendendo a que os recursos fósseis continuam a ser a base da produção energética a nível mundial, é conveniente garantir uma boa eficiência energética de todos os processos envolvidos na conversão destes recursos em energia útil. Têm sido feitos esforços para melhorar a eficiência energética nas três fileiras de combustíveis fósseis (carvão, petróleo e gás natural). O presente trabalho insere-se no setor do gás natural (GN).

Devido à maior dificuldade em obter petróleo, assim como à elevada emissão de gases poluentes do carvão, o GN tem ganho espaço entre as fontes de energia mais usadas. De acordo com a IEA [1], entre 2012 e 2040 o consumo mundial de gás natural irá crescer 57 %. Em Portugal, desde a sua introdução em 1997, a procura de GN tem vindo a crescer significativamente (ver Figura 1.1) e, prevê-se um crescimento de cerca de 54 % entre 2013 e 2023 [2].

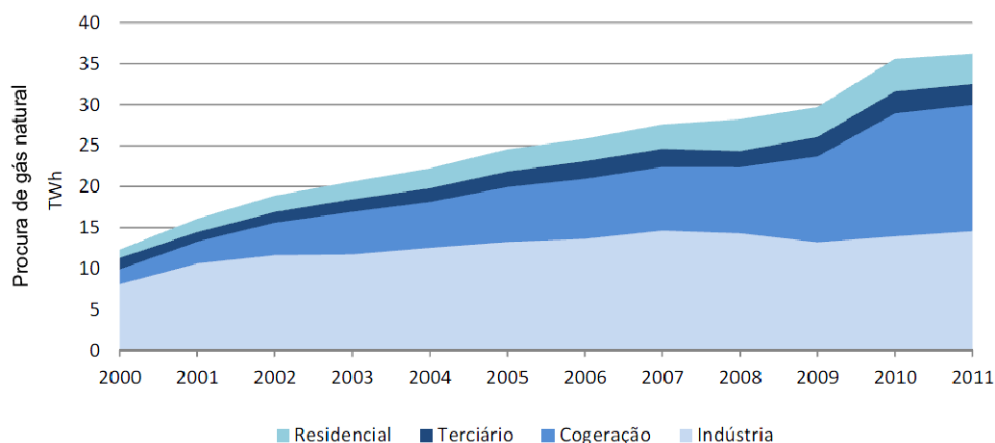


Figura 1.1: Evolução da procura de GN em Portugal, por setor (adaptado de [2]).

O transporte de GN pode ser feito de duas formas: por gasoduto no estado gasoso ou por via marítima na forma de gás natural liquefeito (GNL). O presente trabalho insere-se no setor do GNL em particular. As transações de GNL por via marítima a nível mundial representaram em 2012 43 % do total, sendo as restantes por gasoduto e, está previsto que aumentem para 48% em 2040 [1]. Da extração ao consumidor, o GN passa por várias etapas constituindo aquilo a que podemos chamar a cadeia de valor do GNL que, de modo geral, envolve as seguintes etapas: exploração, produção e transporte do GN, liquefação (transformação do GN em GNL), transporte marítimo em navios metaneiros, descarga do GNL dos navios para reservatórios de armazenamento, regaseificação (transformação do GNL em GN, o presente trabalho aborda este processo) e, finalmente, distribuição para os consumidores (ver Figura 1.2).

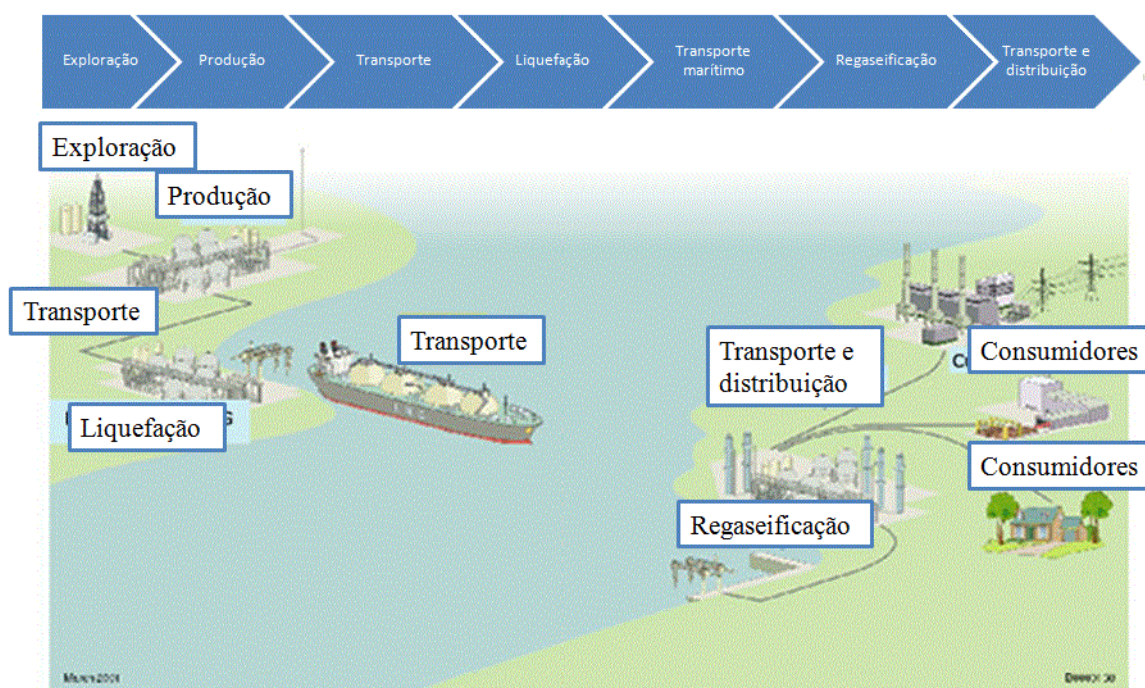


Figura 1.2: Cadeia de valor do GNL (adaptado de [3]).

Pode-se definir exergia de um sistema como o trabalho máximo teórico que é possível obter quando o sistema evolui até às condições ambiente, interagindo apenas com o ambiente.

É importante garantir uma boa eficiência energética de todos os processos envolvidos na cadeia de valor do GNL, de maneira a que o GNL seja uma solução energeticamente mais eficiente, e economicamente mais atrativa, em relação aos outros combustíveis fósseis. Para fazer a liquefação do GN consome-se uma grande quantidade de energia — parte dessa energia pode ser recuperada aquando da sua regaseificação para o gasoduto. Uma vez que o GNL é transportado a uma temperatura criogénica de $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$, e como os gasodutos recebem o GN à temperatura ambiente, existe neste sistema exergia que pode ser usada para produção de energia útil, em particular eletricidade. Considerando o custo energético do processo de liquefação de 1400 kJ/kg e as condições do terminal de Sines

O terminal de Sines e o gasoduto de Campo Maior são os principais pontos de entrada de GN em Portugal, cada uma recebendo aproximadamente 50 % do GN importado. Atualmente a regaseificação do GNL no terminal de Sines é feita através de vaporizadores que usam água do mar como fonte de calor para aquecer o GNL. Tal processo não só não aproveita a exergia disponível, como consome energia na alimentação das bombas de circulação de água do mar e na pressurização do GNL. A exergia do GNL disponível para o caso de Sines varia consoante o caudal de GN a ser regaseificado. Para o caudal médio registado em 2013 a potência exergética disponível é cerca de 16 MW, o que equivale a 396 kJ/kg e que representa 28,2 % do custo energético do processo de liquefação referido por Khan e Lee [9] (os cálculos apresentam-se na secção 3.3.3). No entanto, apenas será possível converter parte dessa potência exergética em potência elétrica, dependendo da eficiência do ciclo usado.

Analisando soluções já implementadas no estrangeiro (por ex. em Huelva, Espanha, discutida na secção 2.5), pode-se dizer que as soluções propostas nesta dissertação têm elevado potencial económico, em primeiro lugar para a empresa que explora o terminal¹, mas também para Portugal. Uma vez que Portugal é um país sem recursos energéticos endógenos relevantes, o peso da fatura energética comparada com o PIB (produto interno bruto) é grande, cerca de 3,8 % [4]. Como tal, o aproveitamento eficiente dos recursos disponíveis é extremamente relevante.

O aproveitamento da baixa temperatura do GNL para produção de eletricidade não pode ser classificado como fonte de energia renovável, mas antes do tipo resíduo e, o seu aproveitamento permite a produção de energia elétrica sem emissões de CO₂ ou outros gases potenciadores do efeito de estufa. A utilização de outras fontes de calor além da água do mar permite a minimização do impacto ambiental no ecossistema marinho local.

Analisando a literatura verifica-se que o aproveitamento da exergia na regaseificação do GNL é um tema ainda em desenvolvimento e que tem merecido atenção por parte da comunidade científica (até à data deste trabalho continuam a publicar-se diversos artigos sobre o assunto, como por ex. [17], [22] ou [24]). Gómez *et al.* em [5] fizeram uma revisão e comparação qualitativa dos vários ciclos de produção de energia elétrica usando a exergia do GNL. Para decidir qual a solução mais adequada para um caso particular é necessário fazer uma análise técnico-económica considerando todas as restrições reais, nomeadamente as condições de pressão e de temperatura do gasoduto para o qual ele é enviado ou a temperatura e potência da fonte de calor. Verificou-se que não existe, até à data deste trabalho, nenhum estudo que faça uma comparação quantitativa das várias soluções existentes na literatura para um caso concreto, ou seja, que analise cada ciclo considerando as mesmas condições de fronteira (pressão e temperatura). O presente trabalho pretende iniciar o preenchimento desse nicho de investigação, considerando como caso de estudo o terminal de Sines.

¹ A REN Atlântico.

Os ciclos orgânicos de Rankine (COR) são tidos como ciclos interessantes para este tipo de aplicação. Uma vez que na FCT, em particular nos Departamentos de Engenharia Mecânica e Industrial (DEMI) e de Física (DF), não têm sido feitos trabalhos de investigação sobre estes ciclos, a sua abordagem no presente trabalho constitui um desafio adicional. Apesar dos COR serem conhecidos desde os anos 80, as suas aplicações ainda hoje são estudadas pela comunidade científica pelo que esta dissertação abre caminho a novas possibilidades de investigação para a FCT, numa área atual e relevante.

1.2 Contribuição do presente trabalho

O principal objetivo da dissertação é comparar, do ponto de vista termodinâmico, várias soluções para aproveitar a exergia do GNL para produção de eletricidade, considerando como caso de estudo o terminal de Sines.

Após revisão da literatura verificou-se que, devido às limitações de tempo para a elaboração desta dissertação, não seria possível analisar todos os tipos de ciclos encontrados, optou-se então por escolher os ciclos tipo Rankine, para fontes de calor de baixa ou média temperatura juntamente com o ciclo de expansão direta de GNL.

Os objetivos desta dissertação são:

- Análise da literatura de modo a conhecer as soluções existentes para aproveitar a exergia do GNL para produção de energia elétrica;
- Recolha e cálculo de dados relevantes para a escolha e estudo dos ciclos para o caso particular de Sines (sobre o GNL e possíveis fontes de calor);
- Análise das soluções encontradas, tendo em conta as características do caso em estudo, e escolha das que serão estudadas;
- Obtenção das ferramentas necessárias para o estudo dos ciclos;
- Validação das ferramentas usando um caso teste semelhante e comparando resultados;
- Simulação semi-automatizada dos ciclos de maneira a obter as condições ótimas de funcionamento considerando aspetos termodinâmicos e económicos;
- Análise dos resultados e elaboração das conclusões;
- Sugestão de trabalho futuro.

1.3 Estrutura

A presente dissertação divide-se em seis capítulos. No capítulo 1, a introdução, faz-se o enquadramento do presente trabalho, onde se justifica a motivação para o mesmo e definem-se os principais objetivos.

No capítulo 2, a partir da literatura, recolhem-se as informações mais importantes para a elaboração e leitura da dissertação.

No capítulo 3 definem-se os critérios de projeto, de acordo com as características do caso de estudo, que serão considerados em todos os cálculos.

No capítulo 4 descrevem-se a metodologia e as ferramentas usadas para a obtenção de resultados.

No capítulo 5 demonstram-se os resultados obtidos e faz-se a sua análise e comparação.

No capítulo 6 discutem-se as principais conclusões do trabalho e propõem-se vários temas para trabalho futuro.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Introdução

O presente capítulo apresenta uma revisão de vários temas abordados na literatura e de interesse para a dissertação.

Inicialmente faz-se uma revisão do conceito de exergia, muito útil para a análise dos sistemas estudados nesta dissertação. Descreve-se sucintamente o processo de liquefação de GN. Depois analisa-se o estado da arte de sistemas de aproveitamento da exergia do GNL. Resumem-se as várias aplicações para aproveitar a exergia criogénica do GNL. Descrevem-se os diferentes tipos de ciclos para produção de eletricidade usando o GNL como fonte fria, que diferem entre si nas fontes de calor ou no arranjo do ciclo. Faz-se uma descrição mais elaborada dos ciclos que são estudados neste trabalho, explicando os seus princípios básicos e mencionando os principais artigos que os estudam. Justificam-se as escolhas dos ciclos que se optaram por estudar. Referem-se os principais terminais já construídos que aproveitam a exergia do GNL e faz-se uma análise mais detalhada ao terminal de Huelva. Resumem-se os principais aspetos a considerar na escolha do fluido de trabalho (FT).

2.2 Conceito de Exergia

Para o caso estudado nesta dissertação, o recurso a partir do qual se pretende obter energia não pode ser considerado uma fonte de energia como outros recursos tradicionais, como o vento, o sol ou qualquer combustível — trata-se antes de uma fonte de exergia. Como tal uma análise energética não permite quantificar e comparar os processos envolvidos nos ciclos estudados. Por isso recorre-se ao conceito de exergia. A discussão feita nesta secção baseia-se nas referências [6] e [7].

Um dos conceitos resultantes da 2.^a lei da termodinâmica dita que para dois sistemas em estados diferentes, quando estes entram em contacto evoluem até ao equilíbrio termodinâmico, existindo nesse processo oportunidade de produzir trabalho. Se considerarmos um desses sistemas como o ambiente, exergia define-se como o valor máximo teórico do trabalho disponibilizado nesse processo.

A exergia permite a quantificação da diferença entre os estados termodinâmicos de dois sistemas. Para calcular a exergia de um sistema tem-se obrigatoriamente que definir as condições ambiente. Ao definir as condições ambiente, a exergia de um sistema pode ser considerada uma propriedade² desse sistema.

² No presente contexto, uma propriedade é uma característica macroscópica de um sistema (como a massa, o volume, a energia, a pressão ou a temperatura), à qual se pode atribuir um valor numérico num determinado instante, sem conhecimento da história do sistema [7].

Se o sistema em consideração estiver no mesmo estado que o ambiente diz-se que se encontra no estado morto e, a sua exergia é zero. Caso contrário, qualquer que seja o seu estado é possível a sua evolução espontânea até ao estado do ambiente e, consequentemente, é possível produzir trabalho. Como tal o valor da exergia nunca pode ser negativo.

Considerando os conceitos de sistema, ambiente e estado morto, pode-se definir exergia como o trabalho máximo teórico que é possível obter do sistema combinado (sistema mais ambiente) quando o sistema evolui de um dado estado até ao estado morto ao interagir apenas com o ambiente.

Um aspeto importante da exergia é que, ao contrário da energia, esta não se conserva. Quando se permite que um sistema evolua espontaneamente até ao estado do ambiente, sem que se produza trabalho, a exergia que existia é destruída. A destruição de exergia acontece em todos os processos termodinâmicos e é um dado importante pois permite identificar possibilidades de melhorar a eficiência no uso de recursos.

A exergia de um sistema pode ser decomposta em diferentes componentes. Na Figura 2.1 apresenta-se a sua decomposição. Nos processos estudados nesta dissertação não há reações químicas (por ex. combustão) e por isso a exergia química não é considerada. Por outro lado despreza-se a exergia cinética e potencial pelo que apenas a exergia *termomecânica* (de pressão e de temperatura) é estudada.

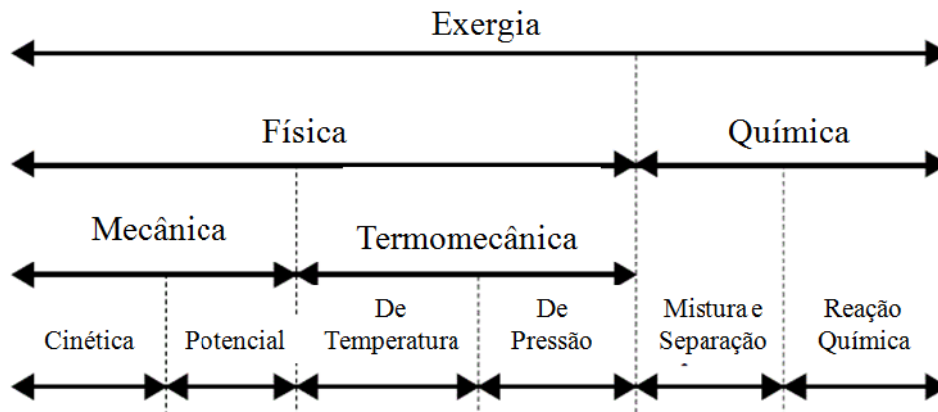


Figura 2.1: Decomposição da exergia (adaptado de [6]).

A exergia (termomecânica) de um sistema relativamente a um ambiente pode ser quantificada pela expressão (a sua decomposição em exergias de pressão e de temperatura apresenta-se adiante):

$$E = (E_{\text{int}} - E_{\text{int},0}) + p_0 (V - V_0) - T_0 (S - S_0) \quad (2.1)$$

Onde E_{int} , V e S representam respetivamente a energia interna, o volume e a entropia do sistema no seu dado estado termodinâmico e $E_{\text{int},0}$, V_0 e S_0 representam a energia interna, o volume e a entropia do sistema quando no estado termodinâmico correspondente às condições ambiente,

ou seja, no estado morto. No entanto, nesta dissertação estudam-se sistemas combinados abertos e em regime permanente, para os quais interessa quantificar a exergia de maneira diferente. Para os sistemas abordados e nas condições referidas, apresentam-se os parâmetros mais relevantes para a avaliação exergética.

A potência exergética associada a um caudal é dada por:

$$\dot{E}_m = \dot{m} \cdot e = \dot{m} \left[(h - h_0) - T_0 (s - s_0) \right] \quad (2.2)$$

Sendo e a exergia específica (por unidade de massa) associada ao dado caudal mássico.

A potência exergética associada às trocas de calor através da fronteira do sistema é dada por:

$$\dot{E}_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_{fro}} \right) \cdot \dot{Q} \quad (2.3)$$

Sendo T_{fro} a temperatura da fronteira entre o sistema e o ambiente, sendo que muitas vezes não é possível saber o seu valor exato.

A potência exergética associada ao trabalho (entenda-se, trabalho realizado no volume de controlo, VC, e que não inclui o trabalho do escoamento nas entradas e saídas do VC, pois este já está incluído na eq. (2.2) ao usar-se a entalpia) é igual à potência energética associada ao trabalho:

$$\dot{E}_{W,vc} = \dot{W}_{vc} \quad (2.4)$$

A destruição de exergia de um sistema é dada por:

$$\dot{E}_d = \dot{m} \cdot T_0 \cdot (s_{out} - s_{in}) \quad (2.5)$$

Usando estas expressões pode fazer-se o balanço de exergia a um VC que será o sistema. Na Figura 2.2 representa-se um VC genérico, onde as setas representam as transferências ou destruição de exergia e os sentidos representados correspondem aos convencionados como positivos. Tal VC pode ser um componente (turbina, permutador de calor ou bomba) ou o conjunto de componentes (ciclo).

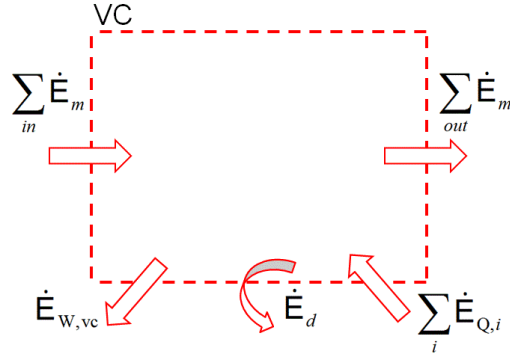


Figura 2.2: Volume de controle genérico.

Para um sistema aberto e em regime permanente, o balanço de exergia resulta em:

$$0 = \sum_i \dot{E}_{Q,i} - \dot{E}_{W,vc} + \sum_{in} \dot{E}_m - \sum_{out} \dot{E}_m - \dot{E}_d \quad (2.6)$$

A exergia termomecânica é composta pelas componentes de temperatura e de pressão e é igual à soma desses dois termos, tal que:

$$\mathbf{e} = \mathbf{e}^T + \mathbf{e}^p \quad (2.7)$$

Para definir e quantificar as exergias de temperatura e de pressão considera-se um sistema, a uma pressão p e uma temperatura T , que evolui até às condições ambiente p_0 e T_0 (ver Figura 2.3).

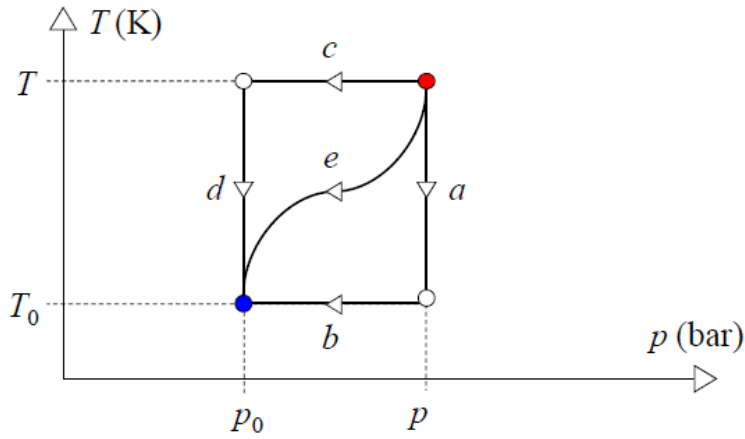


Figura 2.3: Decomposição da exergia termomecânica [6].

A variação de exergia de pressão ou de temperatura que o sistema terá depende do caminho que este seguir até às condições ambiente. No entanto a variação de exergia total será a mesma e igual à exergia inicial do sistema, pois esta é uma propriedade do sistema, ao contrário das suas componentes de pressão e temperatura.

A exergia de temperatura equivale à variação de exergia do sistema quando este evolui de T para T_0 , segundo um processo isobárico à pressão p (evolução “a” segundo a Figura 2.3). O seu valor é dado pela expressão:

$$\mathbf{e}^T = [h(T, p) - h(T_0, p)] - T_0 \cdot [s(T, p) - s(T_0, p)] \quad (2.8)$$

A exergia de pressão equivale à variação de exergia do sistema quando este evolui de p para p_0 segundo um processo isotérmico à pressão T_0 (processo “b” segundo a Figura 2.3). O seu valor é dado pela expressão:

$$\mathbf{e}^p = [h(T_0, p) - h(T_0, p_0)] - T_0 \cdot [s(T_0, p) - s(T_0, p_0)] \quad (2.9)$$

O método usado para a decomposição da exergia termomecânica descrito acima baseia-se no trabalho de Gundersen [6]. Em particular, para a exergia de pressão, o autor considera uma evolução de pressão à temperatura constante T_0 , no entanto, o autor terá considerado T_0 porque a temperatura ambiente é normalmente a temperatura mais baixa no sistema, contudo, no caso estudado nesta dissertação, a temperatura mais baixa do sistema é a temperatura do GNL à saída do reservatório, -162°C , que é muito inferior a $T_0 = 17^\circ\text{C}$. Como resultado, ao considerar-se um valor de T_0 superior à menor temperatura do sistema, pode acontecer que o ponto de propriedades (T_0, p) se situe na fase gasosa, enquanto (T, p) corresponda a um estado líquido. Se o ponto (T_0, p) se situar na fase gasosa, a sua exergia de pressão será maior do que se este se situar na fase líquida, pois o trabalho disponível numa evolução deste tipo depende do volume (notar que a distância entre linhas isotérmicas num diagrama T - s é maior na fase gasosa que na fase líquida, ver por ex. Figura 5.13). No entanto, o que interessa ao definir \mathbf{e}^p é que a evolução seja a temperatura constante. Sem perda de generalidade, considera-se aqui a evolução a uma temperatura de referência, T_{ref} , em vez de T_0 , sendo T_{ref} a menor temperatura no sistema:

$$\mathbf{e}^p = [h(T_{ref}, p) - h(T_{ref}, p_0)] - T_{ref} \cdot [s(T_{ref}, p) - s(T_{ref}, p_0)] \quad (2.10)$$

Tomando como exemplo a pressurização do GNL no ciclo existente (CE) (aborda-se este ciclo na secção 5.3, no entanto a sua compreensão não é fundamental para a presente discussão), entre os pontos gn1 e gn2, apresenta-se no gráfico T - p da Figura 2.4 a localização destes pontos e das condições ambiente (“0”). Verifica-se que, por ex. para gn2, uma evolução a temperatura constante T_0 , de (T_0, p_{gn2}) até (T_0, p_0) , ocorre nas zonas de fluido supercrítico e de fase gasosa. Essa é a evolução correspondente à eq. (2.9). Por outro lado, considerando a evolução correspondente à eq. (2.10), que ocorre à temperatura constante T_{ref} , desde (T_{ref}, p_{gn2}) até (T_{ref}, p_0) , ocorre sempre na zona de fase líquida. Esta última não envolve tanto trabalho como a anterior, logo a exergia de pressão será também menor.

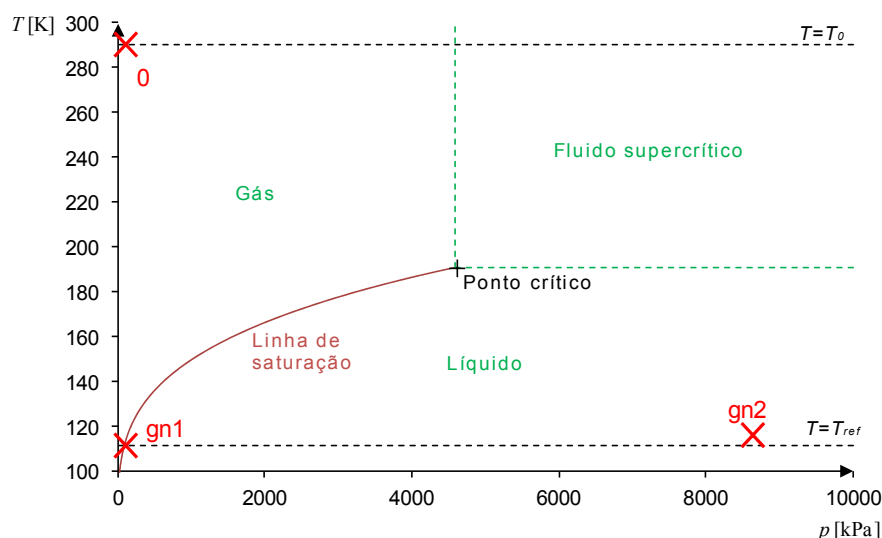


Figura 2.4: Diagrama T - p para os pontos gn1, gn2 e condições ambiente.

Ao calcular a variação da exergia de pressão entre gn1 e gn2 (evolução na bomba), verificou-se que, pela eq. (2.9) resulta num valor superior ao trabalho da bomba, o que é incorreto. Pela eq. (2.10), aqui sendo proposta, a variação de exergia resulta inferior ao trabalho da bomba, o que se traduz num rendimento exergético da bomba inferior a 100 %, como seria de esperar.

2.3 Processo de liquefação do GN

Numa estação de liquefação (ver exemplo na Figura 2.5) o GN é recebido pelos gasodutos provenientes dos campos de extração, sendo depois purificado. Primeiro removem-se a água, o dióxido de carbono e o sulfureto de hidrogénio, de maneira a evitar o seu congelamento no GN. Depois removem-se o propano e o butano, que podem ser comercializados ou usados para os ciclos de refrigeração da própria instalação de liquefação. Após purificado, o GN é liquefeito através de um ou mais ciclos frigoríficos, que o arrefecem até $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$, sendo depois armazenado à pressão atmosférica. Existem diferentes tipos de ciclos usados para a liquefação do GNL e, como tal, o custo energético do processo pode variar, mas segundo Khan e Lee [9], o processo de liquefação de GN típico consome cerca de 1400 kJ/kg . Na Figura 2.5 é possível ver uma estação de liquefação e de enchimento de navios metaneiros na Nigéria, que é a principal origem do GNL que chega ao terminal de Sines. A dimensão do terminal permite ter ideia dos recursos investidos para liquefazer o GN.



Figura 2.5: Uma estação de liquefação de GN e enchimento de navios metaneiros, na Nigéria, [8].

2.4 Aproveitamento da exergia do GNL para produção de eletricidade

Como foi revisto por Gómez *et al.* [5] a exergia do GNL pode ser aproveitada com vários propósitos. O propósito mais imediato é a sua aplicação em processos que necessitem de refrigeração, nomeadamente na indústria alimentar para congelar alimentos [10], na separação ou liquefação de ar [9-11], para captura de dióxido de carbono em centrais [13], ou outros processos industriais. No entanto, dado que na zona do terminal de Sines não há nenhuma indústria que necessite de refrigeração, a aplicação mais interessante para o caso em estudo é a produção de energia elétrica, por isso apenas se descrevem os ciclos para produção de eletricidade.

Analisando os vários ciclos para produção de eletricidade encontrados na literatura, surge a necessidade de os organizar em diferentes tipos. Adota-se aqui a classificação feita por Gómez *et al.* [5] para distinguir os vários tipos de ciclos nas seguintes categorias: ciclos de expansão direta (CED), ciclos tipo Rankine (CTR), ciclos tipo Kalina (CK), ciclos tipo Brayton (CB) e ciclos combinados (CC). Dado o tempo limitado para a elaboração desta dissertação, não foi possível estudar todos os tipos de ciclos. Optou-se por estudar apenas os CED e CTR pois são os mais simples, tanto do ponto de vista teórico como de construção. Nas seguintes secções faz-se uma descrição dos diferentes tipos de ciclos, sendo a descrição mais detalhada para os ciclos estudados nesta dissertação.

2.4.1 Expansão direta

Para processar o GNL, ou seja, para que seja gaseificado e atinja as condições (de pressão e de temperatura) de entrega ao gasoduto, este tem de ser pressurizado e depois aquecido e vaporizado. Se se aproveitar o facto de a compressão necessitar de menos energia no estado líquido, pode-se comprimir o GNL para uma pressão superior à necessária no gasoduto e, depois

de receber calor e vaporizar, o GN pode ser expandido numa turbina até à pressão do gasoduto, produzindo-se energia. Na Figura 2.6 representa-se a configuração básica do CED.

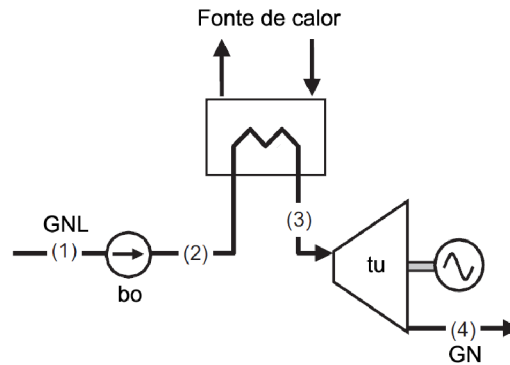


Figura 2.6: Exemplo de ciclo de expansão direta (adaptado de [5]).

Tipicamente a expansão direta aplica-se em conjunto com um CTR, de modo a aproveitar melhor a exergia do GN, nesse caso será um CTR+ED [5]. Franco e Casarosa [17] estudaram configurações de expansão direta mais complexas e de maior eficiência, no entanto, trata-se de um estudo muito recente, sendo a viabilidade de implementação dos ciclos questionada pelos próprios autores, devido a aspetos de ordem técnica.

2.4.2 Ciclos tipo Rankine

Nos CTR a configuração básica é semelhante à dos ciclos de Rankine clássicos, mas usam-se FT diferentes da água (ver Figura 2.7). Os ciclos tipo Rankine englobam (seguindo novamente a classificação de Gómez *et al.* [5]): os ciclos orgânicos de Rankine (COR), nos quais se usa um fluido orgânico como FT; os ciclos de Rankine transcíticos (CRT), onde o FT é aquecido até uma temperatura superior à sua temperatura crítica; e ciclos de Rankine em cascata (CRC), em que dois ou mais ciclos são acoplados em forma de cascata, funcionando a temperaturas progressivamente mais baixas.

Num CTR o GNL é usado como fonte fria (no condensador) e a fonte de calor é normalmente de baixa/média temperatura (10 a 150 °C). Por isso mesmo, o FT usado não é água, pois este tem de condensar a temperaturas muito baixas e evaporar a baixa/média temperatura. A escolha do FT depende de vários fatores, principalmente da gama de temperaturas de evaporação e de condensação envolvidas (na secção 2.6 discutir-se-ão outros fatores).

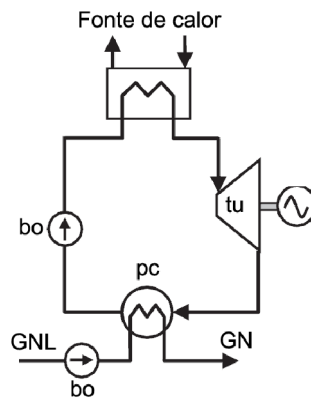


Figura 2.7: Exemplo de ciclo tipo Rankine usando a exergia do GNL (adaptado de [5]).

Rao *et al.* [18] estudaram um COR com recuperador de calor, usando energia solar térmica como fonte de calor (a uma temperatura de 75 °C). Vários FT são comparados. Wang *et al.* [19] analisam um COR usando como FT uma mistura água-amoníaco e calor residual como fonte de calor (2,5 kW a 200 °C). Consideram um caudal de GNL de 2,463 kg/s e obtêm uma potência líquida de 389 kW e uma eficiência exergética de 25 %.

Wang *et al.* [20] estudaram um CTR+ED do tipo transcrito, com dióxido de carbono como FT. O ciclo utiliza energia geotérmica como fonte de calor principal (fornecendo 2330 kW a uma temperatura de 140 °C) e água do mar como fonte de calor auxiliar (fornecendo 2800 kW). O caudal de GNL é de 6 kg/s, é obtida uma potência líquida de 575 kW e uma eficiência exergética de 7,95 %. Song *et al.* [21] analisaram um CTR transcrito semelhante ao de Wang *et al.* mas usando energia solar térmica como fonte de calor (130 kW a 65 °C), com apenas 0,131 kg/s de GNL obtiveram uma potência líquida de 8,45 kW.

Configurações de ciclos tipo Rankine em forma de cascata (CRC), a temperaturas sucessivamente mais baixas, podem ser interessantes pois permitem uma maior eficiência global, mas na prática implica mais componentes e consequentemente instalações de custo superior aos CTR simples. A sua aplicação é mais adequada para fontes de calor de elevada temperatura. García *et al.* [22] estudaram diferentes CRC usando como fontes de calor água do mar e calor residual e o GNL (a temperaturas sucessivamente maiores) como fonte fria. Considerando um caudal de GNL de 1 kg/s, a potência líquida máxima obtida foi de 320,80 kW. Choi *et al.* [23] realizaram uma análise termoeconómica de vários CRC, usando apenas água do mar como fonte de calor. Considerando um caudal de GNL de 1 kg/s, no melhor caso, obteve-se uma potência líquida de 106 kW com uma eficiência exergética de 65,2 %. Os CTR em forma de cascata não são estudados nesta dissertação por serem mais complexos que os CTR simples.

2.4.3 Ciclos de Kalina

O ciclo de Kalina (CK), que foi desenvolvido por Alexander Kalina na década de 80, tem como principal característica a utilização de uma mistura de água e amoníaco como FT. De

maneira a aproveitar as vantagens do uso de uma mistura como FT, a sua composição é variável e, como consequência disso, a configuração do ciclo é mais complexa que a dos CTR. Existem diferentes variantes do CK, representa-se uma delas na Figura 2.8. O GNL é usado como fonte fria e depois é expandido numa turbina, trata-se portanto de um CK+ED.

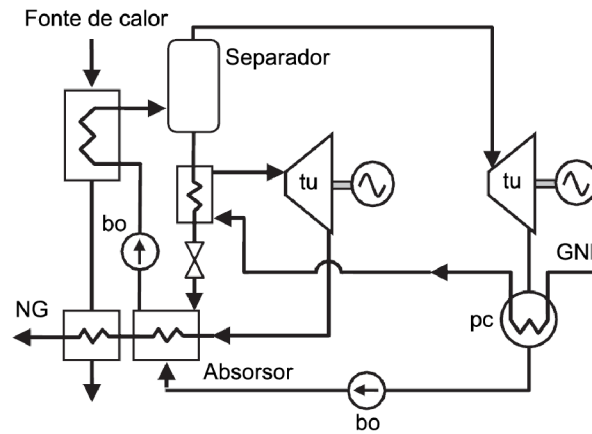


Figura 2.8: Exemplo de ciclo de Kalina usando a exergia do GNL (adaptado de [5]).

Por se usar uma mistura como FT, a evaporação e a condensação acontecem a temperatura variável, o que permite que a evolução das temperaturas dos fluidos nos permutadores de calor sejam mais próximas, resultando numa diminuição das perdas estruturais (perdas associadas à destruição de exergia nos processos de transmissão de calor) do ciclo (ver Figura 2.9) devido à menor destruição de exergia no evaporador e no condensador [14].

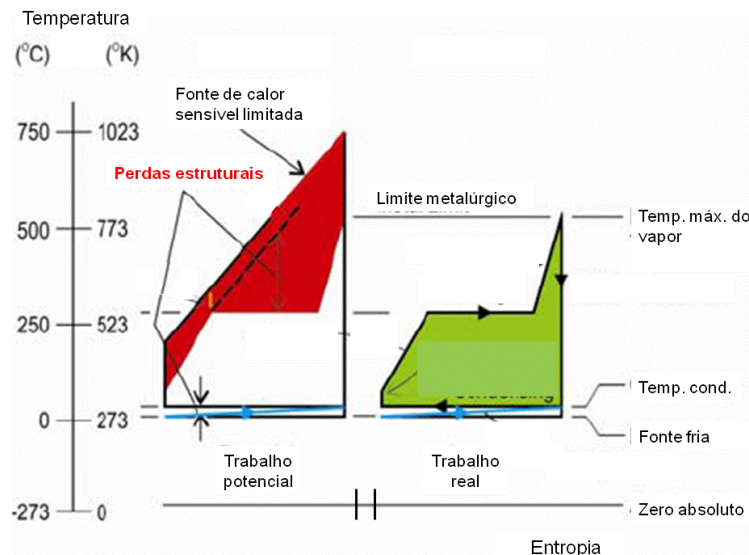


Figura 2.9: Perdas estruturais num ciclo (adaptado de [14]).

Outra diferença entre os CK e os ciclos de Rankine clássicos é o facto das temperaturas de ebulição e de congelamento serem mais baixas no CK, permitindo o uso de fontes quentes e frias de temperaturas mais baixas.

Como resultado das diferenças referidas o CK permite obter maiores eficiências do que o CTR clássico para aplicações com fonte de calor de baixa/média temperatura. No entanto trata-se de uma tecnologia recente, existindo ainda poucas centrais em funcionamento, sendo estas principalmente para aproveitamento de calor residual ou calor geotérmico. A sua aplicação para aproveitamento da exergia do GNL foi estudada por Shi *et al.* [15] e por Wang *et al.* [16], mas não existem ainda centrais em funcionamento. Devido à sua elevada complexidade e ao facto de ser uma tecnologia muito recente, optou-se por não estudar os CK.

2.4.4 Ciclos de Brayton e ciclos combinados

Nos CB o GNL pode ser usado segundo diferentes configurações, mas a mais comum é usando-o para arrefecer o ar à entrada do compressor, diminuindo o seu volume específico e, consequentemente, o trabalho de compressão, como se representa na Figura 2.10.

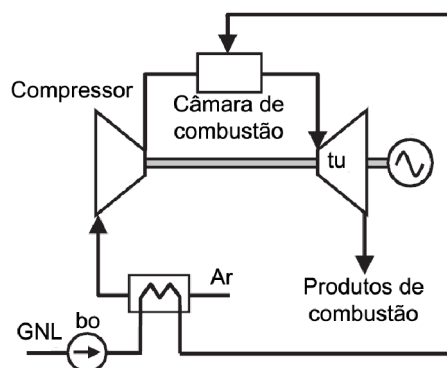


Figura 2.10: Exemplo de ciclo de Brayton usando a exergia do GNL (adaptado de [5]).

Devido à maior complexidade dos CC surgem na literatura inúmeras configurações possíveis para o uso da baixa temperatura no GNL, mas este é sempre usado como fonte fria no condensador de um CTR ou para baixar a temperatura do ar antes do compressor num ciclo tipo Brayton.

2.4.5 Resumo

Apresenta-se na Tabela 2.1 um resumo da revisão da literatura dos ciclos estudados na presente dissertação. A expressão usada para calcular a eficiência exergética pode variar consoante o autor.

Tabela 2.1: Resumo dos artigos que abordam ciclos semelhantes aos estudados nesta tese.

Tipo de ciclo	FT	Fonte de calor			\dot{m}_{gnl} [kg/s]	p_{gn} [kPa]	\dot{W}_{liq} [kW]	$\dot{W}_{liq} / \dot{m}_{gn}$ [kW/(kg/s)]	η_{ex} [%]	Ref.
		Tipo	T_{max} [°C]	\dot{Q} [kW]						
CED	Nenhum	Água do mar	15	983	1	6000	163	163	n.d.	[17]
CTR+ED	Vários (R143a)	Solar	75	n.d.	4,73	3000	$\dot{W}_{tu} = 1500$	$\dot{W}_{tu} / \dot{m}_{gn} = 317,13$	13,72	[18]
CTR	Amoníaco/ água	Calor residual	190	2500	2,463	3800	389	157,937	25,88	[19]
CRT	CO ₂	Solar	65	99,67	0,131	7000	8,452	64,519	n.d.	[21]
CRT+ED	CO ₂	Geotérmica	120	2329	6	4000	575,04	95,84	7,95	[20]
CTR	Propano	Água do mar	20	n.d.	30	12 000	≈2200	≈73	≈10 %	[24]
CRC	Propano	Água do mar	10	1204	1	6000	106	106	65,2	[23]
CRC+ED	Árgon/Metano/R14	Água do mar e calor residual	60	1280,30	1	3000	302,80	302,80	70,21	[22]

2.5 Casos existentes de aproveitamento da exergia do GNL

No Japão, desde a década de 70 que a exergia do GNL é aproveitada com diversos fins, sendo este país um caso notável nessa área, a nível mundial. Além de outras aplicações, já foram implementados no Japão diferentes tipos de ciclos usando a exergia do GNL para produção de eletricidade, nomeadamente: CED, CTR, CTR+ED e CB [5].

Também noutras partes do mundo podem-se encontrar terminais em funcionamento que utilizam a exergia do GNL, como o terminal de Fos-Tokin em França ou o terminal de Peñuelas no Porto Rico. Mas um caso bastante semelhante ao abordado nesta dissertação é o do terminal de Huelva, em Espanha, pertencente à Enagás. Informação e dados importantes sobre a instalação podem encontrar-se em [25 e 26], permitindo ter uma ideia de aspetos práticos e de alguns números envolvidos no projeto, que servem de indicador para o caso estudado nesta dissertação.

O projeto do terminal de Huelva foi iniciado em 2007, a construção da instalação decorreu entre agosto de 2010 e maio de 2012, no entanto, apenas entrou em pleno funcionamento em abril de 2013. Gomez *et al.* [5] referem que o investimento foi de 13 milhões (provavelmente em euros), mas sabe-se também que o contrato inicial com a empresa ORMAT, que projetou e construiu o terminal, foi de 11,5 milhões de dólares [27], sendo estes números uma referência importante.

O ciclo instalado em Huelva é um CTR, semelhante aos estudados nesta dissertação, capaz de produzir 4,5 MW de energia elétrica (pensa-se que os 4500 kW serão a potência líquida do CTR apenas, ou seja, sem contar com o gasto energético associado à pressurização do GN) associados à capacidade mínima de emissão do terminal de $300\,000\text{ m}^3(\text{n})/\text{h}^3$ (aproximadamente 78,6 kg/s). Tal corresponde a um trabalho específico de 57,3 kJ/kg.

Sabendo o custo da central e a potência instalada é possível comparar o preço da energia produzida com outras fontes de energia. O custo da energia produzida na central de Huelva depende do tempo de vida útil da instalação. O resultado representa-se pela curva a preto no gráfico da Figura 2.11. Para o cálculo do custo da energia para a central de Huelva considerou-se apenas o custo do investimento inicial, desprezando-se custos de operação e de manutenção. As cruces representam os custos médios aproximados das outras fontes de energia e obtiveram-se a partir de dados do *World Energy Council* de 2013 [28]. A abcissa de cada cruz representa o número de anos que a central de Huelva terá de funcionar para atingir um custo da energia igual ao da respetiva fonte. Verifica-se que será necessário a central de Huelva funcionar entre 30 a 40 anos para ser competitiva com outras fontes de energia renováveis com tecnologia estabilizada, como por ex. a energia solar fotovoltaica. No entanto a central de Huelva tem a vantagem de

³ Em $\text{m}^3(\text{n})/\text{h}$, o “n” significa que se considera o fluido no estado gasoso e em condições de pressão e de temperatura ambiente.

funcionar de forma ininterrupta enquanto outras fontes de energia renovável, como a solar e a eólica, têm o problema do fator de carga.

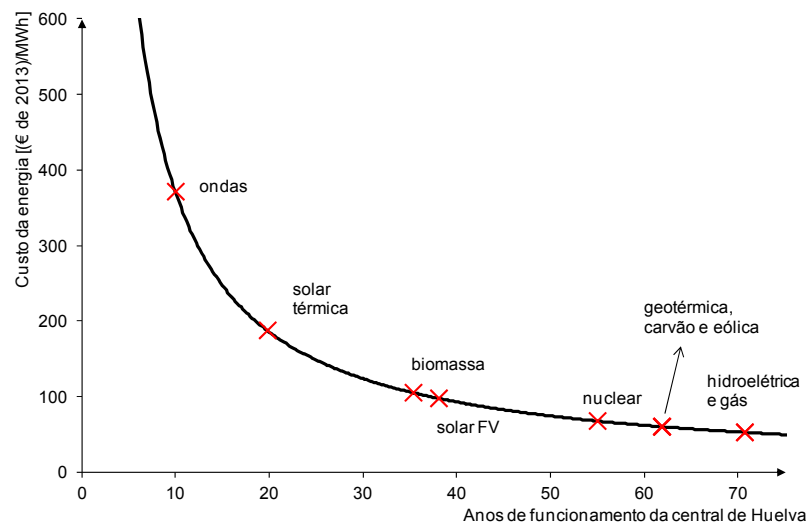


Figura 2.11: Custo da energia produzida em Huelva em comparação com outras fontes.

No esquema da Figura 2.12, pode-se observar o acoplamento do CTR ao resto do terminal, num excerto do diagrama de processo deste, elaborado em 2007 (altura do início do projeto do CTR), pelo que o projeto poderá ter sofrido modificações. Após sair do recondensador (a função do recondensador assim como o funcionamento do terminal de Sines explicam-se na secção 3.1), o GNL é pressurizado nas bombas de alta pressão. Após pressurizado, o GNL pode seguir três caminhos: ir vaporizar no CTR, ir misturar-se com o GN vaporizado no CTR e depois completar o aquecimento no 1.º conjunto de vaporizadores, ou ir vaporizar diretamente no 2.º conjunto de vaporizadores, sem trocar calor com o CTR. Depois de vaporizado o GN é entregue ao gasoduto. Do circuito de água do mar nota-se que, após passar no vaporizador do CTR, a energia térmica da água do mar é novamente aproveitada no 1.º conjunto de vaporizadores.

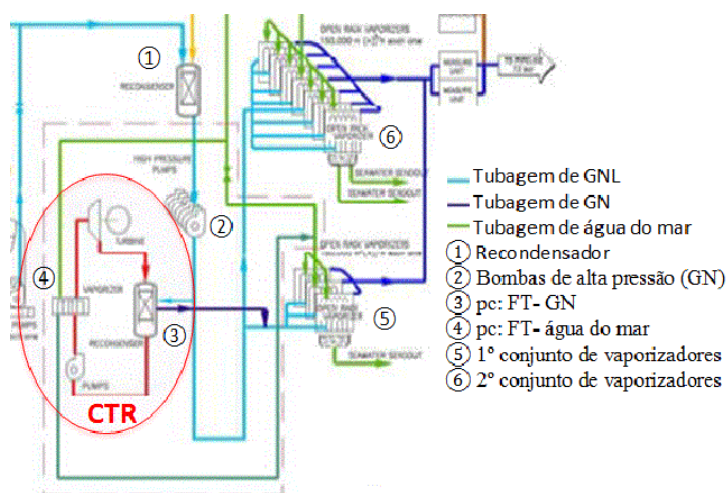


Figura 2.12: Excerto do diagrama de processo do terminal de Huelva (adaptado de [26]).

A instalação foi construída de forma muito compacta (ocupa apenas 700 m²), como é possível observar na Figura 2.13.

O GNL é pressurizado até pressões entre 6500 e 9500 kPa, e ao trocar calor com o CTR aquece até temperaturas entre -137 a -46 °C. O caudal de água do mar usado no CTR é cerca de 2286 kg/s e arrefece 4 °C no CTR e depois mais 2 °C nos vaporizadores. O FT, que observando a Figura 2.13 se pensa ser propano, atinge a pressão de 1000 kPa à saída da bomba e 100 kPa à saída da turbina de baixa pressão. As turbinas estão ambas ligadas ao eixo do gerador e tratam-se de turbinas projetadas especificamente para lidar com fluidos orgânicos. O vaporizador e os condensadores são permutadores de calor horizontais do tipo *shell-and-tube* projetados de acordo com o *standard TEMA C* [25]. O vaporizador é de uma só passagem, com a água do mar a passar nos tubos e o FT na casca. Nos condensadores, o GNL passa nos tubos e o FT na casca. As bombas são próprias para aplicações criogénicas.

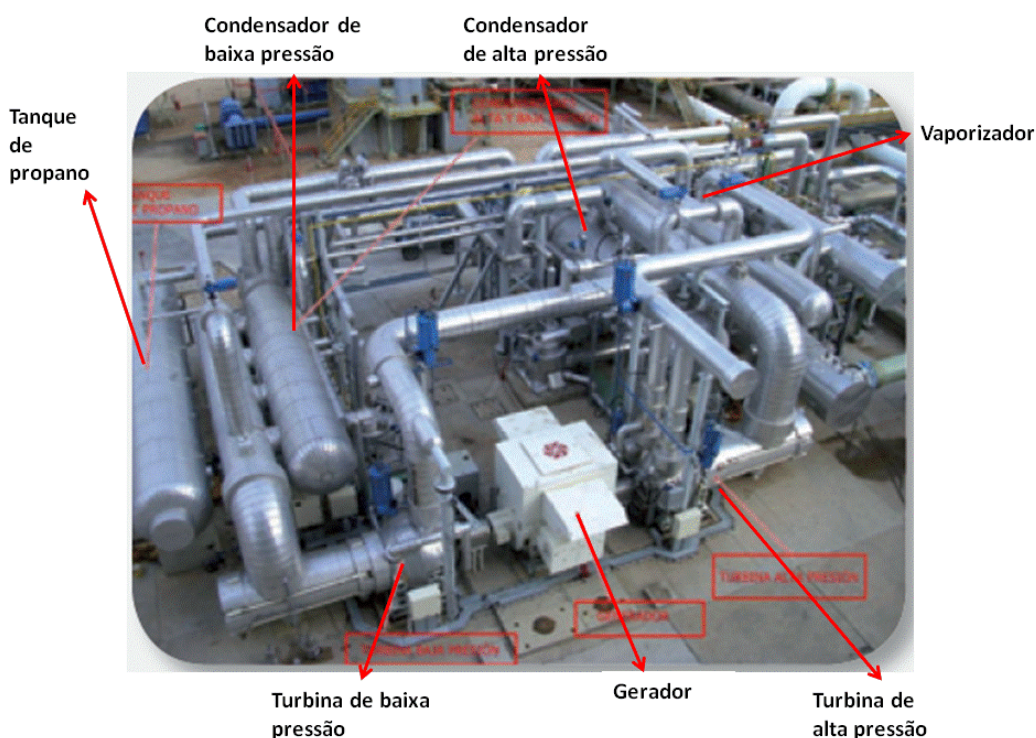


Figura 2.13: Fotografia do CTR no terminal de Huelva (adaptado de [25]).

2.6 Critérios para a escolha do fluido de trabalho

De modo geral, entende-se por fluido de trabalho, um fluido que circula nas condutas e componentes de uma máquina ou instalação, sujeitando-se a diversas evoluções termodinâmicas. No âmbito do presente trabalho o FT é o fluido que circula num ciclo de Rankine. A escolha do FT é o grau de liberdade mais importante de um CTR. No entanto não há um FT ideal pois

depende dos critérios e objetivos do projeto. Quoilin e Lemort, em [42], apresentam uma secção sobre a escolha de FT para COR — parte da discussão seguinte baseia-se nessa referência.

À partida, as condições de pressão e temperatura possíveis para a evaporação e condensação do FT têm de ser compatíveis com as temperaturas das fontes quente e fria. A pressão de evaporação não deve ser muito alta pois tal leva a uma maior complexidade e custo da instalações e dos componentes. A pressão de condensação não deve ser muito inferior à pressão atmosférica de modo a evitar infiltrações na instalação. As condições de solidificação também devem ser consideradas de maneira a não haver congelamento do FT e, para o caso em estudo em que a temperatura da fonte fria é de $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$, trata-se de um pormenor bastante relevante.

Do ponto de vista económico, outras propriedades são importantes: a massa volúmica do vapor deve ser grande pois assim o caudal volúmico é menor, levando à utilização de menores turbinas e a menores perdas de carga nos permutadores de calor; a viscosidade deve ser baixa, de modo a diminuir perdas de carga; e a condutividade térmica deve ser alta de modo a aumentar os coeficientes de transferência de calor. Outro parâmetro de grande importância é o custo do FT. Uma vez que serão necessárias grandes quantidades, é importante que este seja barato e que haja facilidade de fornecimento.

A forma da curva T - s de vapor saturado é também relevante para a escolha do FT (ver exemplos na Figura 5.13). É preferível que a curva seja vertical (fluido isentrópico) ou de declive positivo (fluido seco) do que de declive negativo (fluido húmido), como é o caso da água, pois tal obriga ao sobreaquecimento do FT antes da turbina, de maneira a evitar a formação de gotas à sua saída, porque estas podem danificá-la.

A eficiência e potência líquida do ciclo devem ser maximizadas. Tais parâmetros dependem de várias propriedades físicas como a temperatura crítica, o calor específico ou a massa volúmica, entre outros. Por isso, apenas é possível saber qual o FT que resulta em maior eficiência ou potência líquida fazendo o cálculo integral dos ciclos.

Embora nas aplicações estudadas o FT circule num circuito fechado, não é de descurar a possibilidade de acidentes com fugas, pelo que a segurança e impacto ambiental são parâmetros de extrema relevância, mas a importância que lhes é atribuída depende de cada projetista. Em termos de segurança duas características são normalmente levadas em conta: a inflamabilidade e a toxicidade. A classificação do *Standard 34* da *ASHRAE* apresenta-se como uma boa referência para a classificação de segurança com base nestas características. Do ponto de vista ambiental é importante que o FT tenha baixo potencial de destruição de ozono e baixo potencial de aquecimento global. As classificações de segurança e os dados de impacto ambiental para cada um dos FT estudados apresentam-se no anexo A.

Outra característica que tem de ser analisada na escolha do FT é a compatibilidade com os materiais existentes nos componentes da instalação, nomeadamente metais e elastómeros vedantes. Informação útil acerca da compatibilidade com materiais encontra-se em [29]. Também

deve ser considerada a estabilidade térmica do FT. Para cada FT existe normalmente uma temperatura de trabalho máxima aconselhada pelo fabricante, que deve ser respeitada. Se o FT for recorrentemente levado a temperaturas superiores a esta, tal irá causar a sua degradação (que consiste na quebra de ligações moleculares que se reflete na alteração das suas propriedades termofísicas) e, conseqüentemente, na diminuição do tempo de vida útil do mesmo. Quanto maior a estabilidade térmica maior a temperatura máxima de trabalho aconselhada pelo fabricante [43].

Para a presente dissertação a escolha dos FT fez-se com base em informação encontrada na literatura. Escolheram-se os FT que resultaram em maior produção elétrica para ciclos semelhantes aos estudados. Devido às limitações de tempo vários FT ficaram por estudar, ficando o seu estudo proposto para trabalho futuro. Os critérios referidos na presente secção usar-se-ão para a comparação de resultados na secção 5.7.

3 CRITÉRIOS DE PROJETO

3.1 Terminal de GNL de Sines

O terminal de GNL em estudo situa-se na zona industrial do porto de Sines. Em Sines, a temperatura ambiente média é de 17 °C [32] e a pressão atmosférica considera-se igual a 101,325 kPa — estes valores definem as condições ambiente. O terminal está em funcionamento desde 2002 e a sua capacidade foi aumentada em 2012, quando foi construído o terceiro e maior reservatório. As instalações do terminal englobam: uma estação de acostagem de navios metaneiros para a sua carga e descarga; um entreposto (zona de armazenamento) de GNL; e instalações de processamento e de despacho de GNL, que inclui o sistema de pressurização e regaseificação (ver Figura 3.1). O despacho de GNL pode-se fazer para camiões cisterna (na forma de GNL) ou para o gasoduto (na forma de GN).

O entreposto é constituído por três tanques de armazenamento de GNL com uma capacidade total de 390 000 m³ (dois de 120 e um de 150). A capacidade nominal de emissão de GN para o gasoduto é de 900 000 m³(n)/h (aproximadamente 187,5 kg/s) e a capacidade máxima é de 1 350 000 m³(n)/h (aproximadamente 281,3 kg/s) [33]. Mas, segundo os dados de 2013 [34], foram gaseificados 19,5 TWh durante todo o ano, o que equivale a aproximadamente 41 kg/s, pelo que será esse o caudal de projeto considerado.

Os principais componentes das instalações de processamento de GNL são: sete bombas de baixa pressão; nove bombas de alta pressão; dois recondensadores; e sete vaporizadores que usam água do mar, do tipo *open rack vaporizer*. O terminal tem capacidade de enviar GN para o gasoduto de forma ininterrupta.



Figura 3.1: Fotografia do terminal da REN em Sines [30].

Na Figura 3.2 representa-se o diagrama de processo do terminal, antes da sua expansão. O GNL é bombeado a partir dos navios metaneiros para os reservatórios. A partir daí, o GNL é

extraído dos reservatórios usando as bombas de baixa pressão, que estão no seu interior, podendo abastecer os camiões cisterna, os navios metaneiros ou seguir para o recondensador (o seu destino depende de uma gestão não só comercial mas também técnica, que se explica a seguir). Devido à transferência de calor do ambiente para os reservatórios ou à injeção/extração de GNL (no navio metaneiro, no camião cisterna ou nos tanques), uma fração do GNL vai vaporizar involuntariamente aumentando a pressão — a esse fenómeno chama-se *boil-off*. Esse GN é extraído, comprimido e enviado para o recondensador. No recondensador esse GN é misturado com o GNL. Uma vez que o GNL está no estado de líquido comprimido, este é capaz de absorver o gás *boil-off* sem mudar de fase. Após passar pelo recondensador, o GNL é pressurizado nas bombas de alta pressão e de seguida é vaporizado nos vaporizadores que fazem a troca de calor entre o GNL e a água do mar. Após vaporizado, o GN é introduzido a uma pressão de 8200 kPa no gasoduto que liga o terminal de GNL de Sines à rede nacional de transporte de GN.

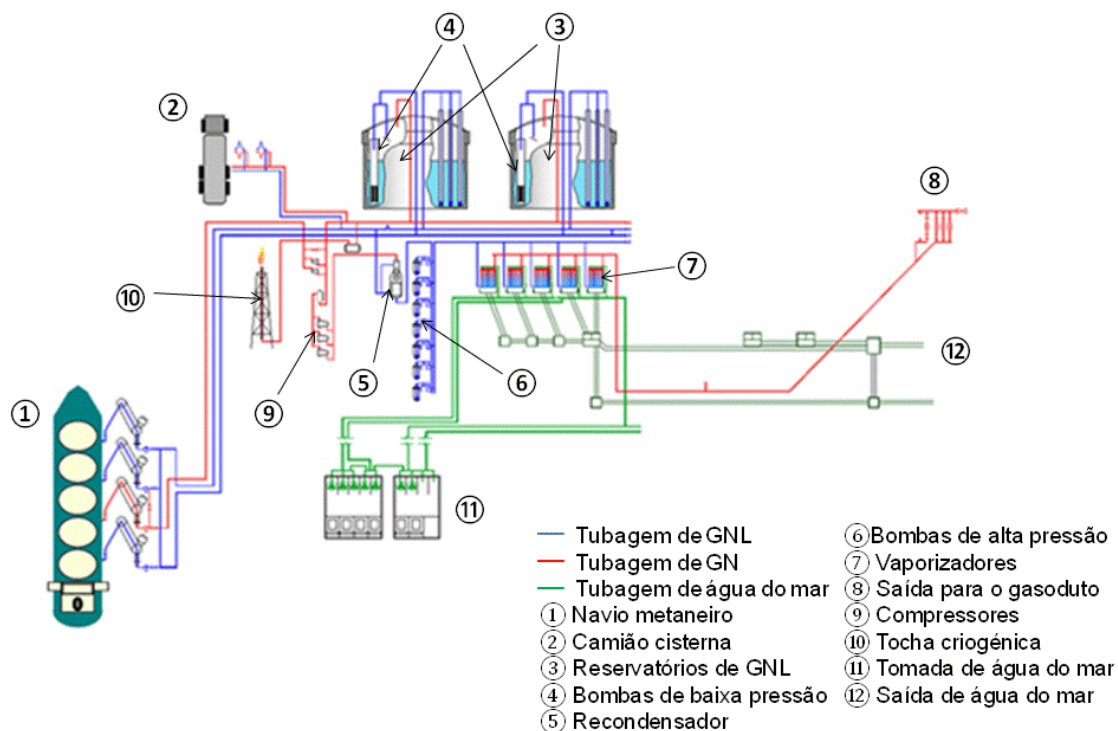


Figura 3.2: Diagrama de processo do terminal de Sines (adaptado de [31]).

O recondensador é um componente de grande importância para o equilíbrio do sistema. Além de aproveitar o *boil-off*, evitando que este excesso de gás seja todo queimado na tocha criogénica, permite também a regulação temporal (*buffering*) entre os sistemas de alta e baixa pressão.

3.2 Fontes de calor

Para fazer a regaseificação do GNL podem-se usar várias fontes de energia térmica como energia geotérmica, energia solar, calor residual de variados processos ou água do mar, que é a fonte mais comum.

Para o caso de Sines fez-se uma pesquisa de modo a perceber quais as fontes de calor disponíveis. Considerou-se que as fontes de calor mais interessantes são a água do mar (já usada) e a energia solar térmica. Também se considerou o uso de calor residual de duas fontes distintas: a central termoelétrica da EDP e a refinaria da Galp, ambas situadas a cerca de 4 km do terminal. No caso da refinaria da Galp, não se considerou a utilização de calor residual vindo desta fonte devido à impossibilidade de obter dados. No caso da central termoelétrica da EDP, verificou-se que a diferença de temperatura da água de refrigeração, entre a captação e restituição, é de apenas 8 °C, como tal admitiu-se que não justificaria a construção de tubagens de 4 km.

3.2.1 Água do mar

A temperatura da água do mar (am) em Sines pode variar anualmente entre os 13 e 22 °C, no entanto, considera-se o seu valor constante e igual à média anual que é de 16 °C [35]. Considera-se o mesmo processo de arrefecimento de água do mar para todos os ciclos, como se representa na Figura 3.3, onde um fluido (o FT ou o GN) é aquecido entre os pontos genéricos “a” e “b”.

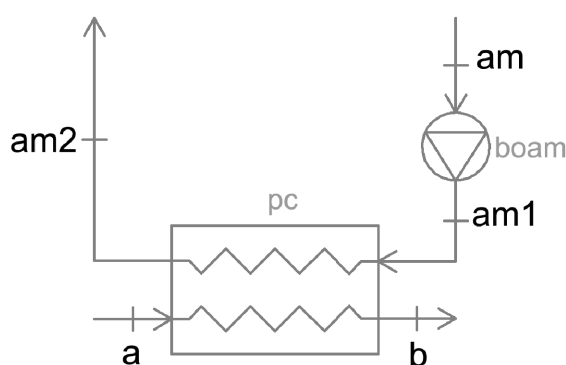


Figura 3.3: Esquema do processo de arrefecimento de água do mar desde a captação à restituição.

Ao ser extraída do mar, a água, inicialmente à pressão atmosférica (ponto am), é bombeada, na bomba de água do mar (boam), para uma pressão que permita a sua circulação pelo permutador (ponto am1) e a sua restituição ao mar (ponto am2). Considerando uma queda de pressão de 5 % no permutador e que é necessária uma sobrepressão residual no ponto de restituição, admite-se $p_{am1}=106,740$ kPa. Portanto, para os permutadores com água do mar, os pontos am e am1 estão completamente definidos e, de modo a evitar repetição, apresentam-se as suas propriedades na Tabela 3.1.

De modo a proteger o ecossistema marinho local existe uma diferença de temperatura máxima entre a água do mar extraída e a restituída — a diferença de temperatura ecológica — que é dada por:

$$\Delta T_{ecológico} = T_{am} - T_{am2} \quad (3.1)$$

Como dado de projeto tem-se que $\Delta T_{ecológico} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Como tal, o valor mínimo de T_{am2} fica definido pela eq. (3.1) (ver Tabela 3.1). De maneira a poupar energia na bombagem admite-se $T_{am2} = T_{am2}^{min}$, pois assim o caudal de água do mar será o mínimo possível, sendo que este varia para satisfazer a potência necessária no permutador. No entanto, é possível que $T_a > T_{am2}^{min} - \Delta T_{apr}$ e, nesse caso, não se usa as propriedades do ponto am2 — define-se o ponto am2_k (sendo k o número do permutador de calor onde tal acontece), cuja temperatura será $T_{am2_k} = T_a + \Delta T_{apr}$ (ΔT_{apr} é a diferença de temperatura de aproximação mínima do permutador, ver secção 4.2.1.3). Tal fenómeno verificou-se apenas nos ciclos de Rankine com expansão direta (CTR+ED).

Tabela 3.1: Propriedades da água do mar desde a captação à restituição.

Ponto	$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$p \text{ (kPa)}$	$h \text{ (kJ/kg)}$	$s \text{ (kJ/kg}\cdot\text{K)}$
am	16,00	101,325	67,265	0,239
am1	16,00	106,740	67,273	0,239
am2	8,00	101,403	33,725	0,121

3.2.2 Energia solar térmica

A energia solar térmica tem sido cada vez mais usada nas últimas décadas, tanto a nível doméstico como na produção de eletricidade. Comparativamente a outras fontes de energia renováveis, a energia solar é das mais fiáveis do ponto de vista técnico, pois os painéis ou coletores não possuem componentes móveis. Pode-se dizer que a tecnologia envolvida nos coletores está estabilizada em termos de eficiência energética.

A disponibilidade de irradiação solar varia com o tempo, tanto ao longo das 24 horas do dia como ao longo do ano. Tais condições sugerem a análise do sistema termodinâmico em regime transiente, mas isso resultaria num problema demasiado complexo para o tempo disponível para esta dissertação, pelo que será adotado um modelo simplificado que permita um estudo em regime permanente facilitando também a comparação com as outras soluções (soluções sem apoio de energia solar).

De modo a simplificar o efeito da variação da irradiação ao longo do ano consideram-se dois casos limite: um dia típico de verão e um dia típico de inverno. Através do código desenvolvido em [36], que usa o modelo de céu limpo da *ASHRAE*, obtiveram-se as distribuições

de irradiação solar total incidente numa superfície horizontal, ao longo do dia, em Sines (ver Figura 3.4).

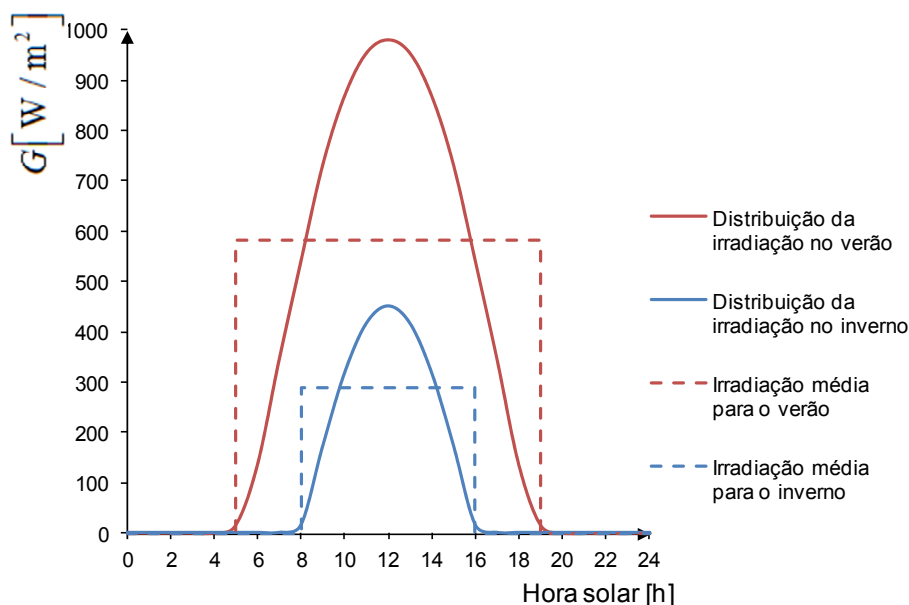


Figura 3.4: Distribuição da irradiação solar ao longo do dia para os casos de verão e de inverno, em Sines.

Simplifica-se a variação diária da irradiação usando a irradiação média diária, que se considera constante durante as horas de luz (ver Figura 3.4). Para calcular a irradiação média diária calculou-se o integral da curva da distribuição de irradiação usando o método de *Simpson* [37] e dividiu-se pelo número de horas de luz. Os valores de irradiação média total obtidos foram: $G_i=288,0 \text{ W/m}^2$ para o inverno e $G_v=580,4 \text{ W/m}^2$ para o verão.

O ciclo termodinâmico considerado terá dois modos de funcionamento diferentes: com e sem pós-aquecimento. O sistema funcionará com pós-aquecimento durante as horas de luz e com irradiação solar constante e igual à média calculada. Durante as horas sem luz o ciclo termodinâmico funcionará sem pós-aquecimento. Para comparação com os ciclos sem apoio solar calcular-se-á a potência elétrica média ponderada para as 24 horas, tendo em conta as horas de luz de cada dia típico (ver Figura 3.4) e, posteriormente, será calculada a média anual entre os resultados de verão e inverno. Notar que se considera sempre céu limpo.

A utilização de um tanque de armazenamento de energia térmica tem vantagens relevantes: permite a variação menos acentuada da temperatura de pós-aquecimento, estabilizando a temperatura à entrada da turbina e aumenta o número de horas de funcionamento do sistema. O seu dimensionamento é complexo e de grande importância, mas para a análise simplificada feita nesta dissertação, não é relevante.

Existem vários tipos de coletores solares e a sua escolha tem influência no custo, na eficiência e na temperatura máxima atingida pelo fluido solar (fluido que circula nos coletores, normalmente água com glicol) (FS), à saída dos coletores, T_{fs} . Outros ciclos que utilizam a

energia solar térmica e a exergia do GNL encontrados na literatura [11 e 14], apenas consideraram o uso de energia solar de baixa/média temperatura (60-120 °C). Como tal será essa a gama de temperaturas estudada nesta dissertação, mais precisamente 110 °C. Existem vários tipos de coletores que permitem atingir esta gama de temperaturas, por ex.: coletores planos avançados, coletores de tubo de vácuo, coletores parabólicos compostos ou coletores de perfil parabólico pequenos. A variação da eficiência global⁴ do coletor em função da diferença de temperatura de saída do FS e da temperatura ambiente, para $G = 500 \text{ W/m}^2$, pode observar-se na Figura 3.5, para três tipos de coletores.

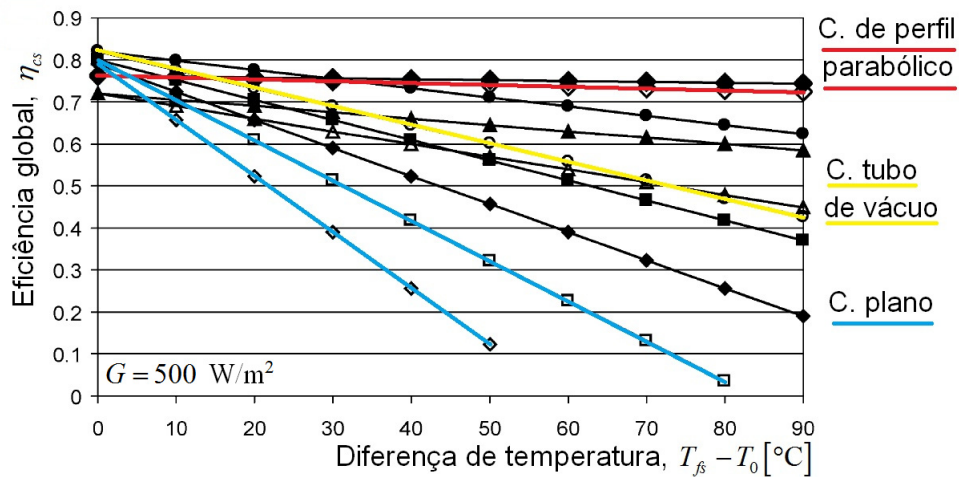


Figura 3.5: η_{cs} em função de $T_{fs} - T_0$ para diferentes tipos de coletores solares (adaptado de [38]).

Analisando o gráfico da Figura 3.5, elaborado para uma irradiação ligeiramente inferior à de verão para o caso em estudo, verifica-se que, para a gama de temperaturas pretendidas, os coletores mais eficientes são os de perfil parabólico. Ao considerar este tipo de coletores e usando valores aproximados do gráfico da Figura 3.5 (tendo em conta que $T_0 = 17 \text{ °C}$), admitem-se os seguintes valores para o caso de verão ($G_v = 580,4 \text{ W/m}^2$): eficiência global de 75 % e temperatura máxima do FS de 110 °C. Quando a irradiação solar é menor, a eficiência global dos coletores e a temperatura máxima atingida pelo FS serão menores [39]. Como tal, e tendo em conta outros dados existentes na literatura, para a irradiação de inverno ($G_i = 288,0 \text{ W/m}^2$) admite-se: eficiência global de 60 % e temperatura máxima do FS de 40 °C.

A área da zona de armazenamento e vaporização de GNL no terminal é da ordem dos 100 000 m². Apesar desta área estar já maioritariamente ocupada, pode haver espaços disponíveis para a colocação de coletores solares e, há ainda outras áreas adjacentes aparentemente livres (ver Figura 3.1). As áreas disponíveis para colocação dos painéis teriam de ser indicadas pelos

⁴ Eficiência global será a potência térmica transmitida ao FS sobre a potência de radiação recebida na área total ocupada pelos coletores.

responsáveis do terminal, no entanto, considerando a ordem de grandeza das áreas envolvidas, admite-se uma área máxima para colocação dos painéis solares de 80 000 m². Os cálculos de otimização fazem-se para um caudal de GNL unitário (1 kg/s), como tal, se para os caudais reais do terminal (41 kg/s) tem-se a área máxima de 80 000 kg/s, se se considerar o caudal de GN unitário a área máxima será: $80\,000 / 41 = 1951 \approx 2000 \text{ m}^2$. Portanto será este o limite máximo para a área de coletores solares considerado nos cálculos de otimização.

Ao lado do terminal existe um terreno usado para depósito de cinzas (ver Figura 3.1) e, devido ao vento, a zona do terminal fica frequentemente coberta por uma película de cinza. Apesar de tal fenómeno poder influenciar o desempenho dos coletores solares, o seu efeito pode ser minimizado usando cortinas de água (como foi feito durante a construção do terceiro tanque) ou através da lavagem dos coletores.

No âmbito desta tese interessa quantificar as vantagens, do ponto de vista termodinâmico, da implementação do apoio solar, comparando os ciclos com e sem apoio solar. Será também feita uma análise económica dos resultados, embora a sua validade esteja limitada pela fiabilidade dos dados económicos utilizados.

3.3 Gás natural

3.3.1 Composição

A composição do GNL varia consoante a sua origem mas, este é maioritariamente constituído por metano (tipicamente entre 87 a 99 % em base molar) [40]. A principal origem do GNL recebido no terminal de Sines é a Nigéria, pelo que se apresenta na Tabela 3.2 a composição típica do GNL nigeriano. Uma vez que a sua composição é maioritariamente metano, para todos os cálculos o GN será modelado como metano.

Tabela 3.2: Composição típica do GNL nigeriano [40].

Componente	Metano	Etano	Propano	Butano	Azoto
% em base molar	87,9	5,5	4,0	2,5	0,1

3.3.2 Condições de pressão e temperatura

Por indicação da empresa que gere o terminal, sabe-se que o GNL à saída do reservatório encontra-se aproximadamente a uma pressão de 101,4 kPa (portanto, aproximadamente à pressão atmosférica) e uma temperatura de -162 °C. Aquando da sua entrega para o gasoduto, já no estado gasoso, o GN deve estar à temperatura de 10 °C e à pressão de 8200 kPa.

3.3.3 Exergia do GNL

Considerando as condições de pressão e de temperatura do GNL descritas na secção 3.3.2 e as condições ambiente descritas na secção 3.1, pode-se calcular a exergia do GN usando a

equação (2.2). À saída do reservatório, a exergia do GNL é 1036 kJ/kg (praticamente apenas exergia de temperatura). O GN tem de ser entregue ao gasoduto a alta pressão (8200 kPa) e nesse ponto a exergia do GN é de 641 kJ/kg (praticamente apenas exergia de pressão). Em termos de exergia disponível para a produção de eletricidade, o seu valor máximo será a exergia do GNL recebido (representa o trabalho máximo teórico possível de obter, aproveitando a sua evolução até as condições ambiente), menos a exergia do GN entregue (representa o trabalho mínimo necessário para pressurizar o GN a partir das condições ambiente)

$$e_{gnl} - e_{gn} = 1036 - 641 = 395 \text{ kJ / kg} \quad (3.2)$$

Este valor pode ser comparado com o custo energético de liquefação de GN referido na secção 2.3, de aproximadamente 1400 kJ/kg, concluindo-se que, como máximo teórico, é possível recuperar até 28,2 % da energia gasta na liquefação (para as condições de Sines). Este valor pode ser também comparado com os resultados obtidos com os ciclos estudados, sem esquecer que aqui não se contabiliza a exergia de uma eventual fonte de calor.

3.4 Dados económicos

Apresentam-se aqui os custos (C) considerados para a análise económica dos ciclos estudados. A obtenção de preços de componentes e outros é difícil, pois estes dependem de vários fatores e porque para tal seria necessário ter facilidade de contacto com os fornecedores e analisar os catálogos. Por isso, para a análise económica feita nesta dissertação, a validade dos resultados económicos é questionável, mas permite perceber como usar os resultados termodinâmicos obtidos. A unidade monetária utilizada é o euro (€) de 2015.

O preço associado à energia elétrica depende de vários fatores: se esta é consumida (pela empresa que gere o terminal) ou vendida, a hora em que é produzida, e outros. Os preços da eletricidade produzida considerados serão: de 0,01 €/kWh ($2,778 \times 10^{-6}$ €/kJ) (exemplo de preço de compra de energia em média tensão), de 0,1 €/kWh e de 0,001 €/kWh (uma ordem de grandeza acima e abaixo, respetivamente, de maneira testar a sensibilidade da análise económica ao preço). Notar que, ao considerar o custo da energia constante despreza-se a sua variação ao longo dos anos que, ao analisar períodos de dezenas de anos, é importante.

Com base nas curvas custo/área para permutadores de calor do tipo *Shell-and-tube* apresentadas em [51], admite-se um custo médio de 165 €/m².

Após análise de catálogos verificou-se que o custo do tipo de coletores solares considerados pode variar entre os 300 e 1000 €/m², pelo que para a análise económica admitem-se três custos diferentes: 300, 650 e 1000 €/m².

4 METODOLOGIA E FERRAMENTAS UTILIZADAS

4.1 Introdução

Para obter os resultados utilizaram-se diferentes ferramentas. A modelação dos ciclos fez-se usando equações de termodinâmica e de transmissão de calor. As equações usadas para modelar componentes, os parâmetros de análise usados e as simplificações consideradas apresentam-se na secção 4.2.

Para cada ciclo definiram-se as variáveis e as constantes usadas e, utilizando as equações da secção 4.2 escreveu-se um código, de maneira a permitir a automatização do cálculo. Para correr os códigos utilizou-se o ambiente de cálculo *MATLAB* [52]; para obter as propriedades termodinâmicas dos fluidos e diagramas *T-s* utilizou-se o programa *REFPROP* (versão 8.0) [53]. Faz-se a descrição de ambas as ferramentas na secção 4.3.

Para descobrir as condições ótimas de funcionamento de cada ciclo fez-se a otimização das variáveis segundo diferentes funções objetivo. Os objetivos de cada otimização e o método utilizado descrevem-se na secção 4.4.

Para analisar detalhadamente o funcionamento de cada ciclo, fizeram-se análises paramétricas às variáveis. Descreve-se o método usado na secção 4.5.

Apresenta-se a verificação das ferramentas usadas na secção 4.6.

Na Figura 4.1 esquematiza-se a integração das várias ferramentas analíticas e computacionais utilizadas.

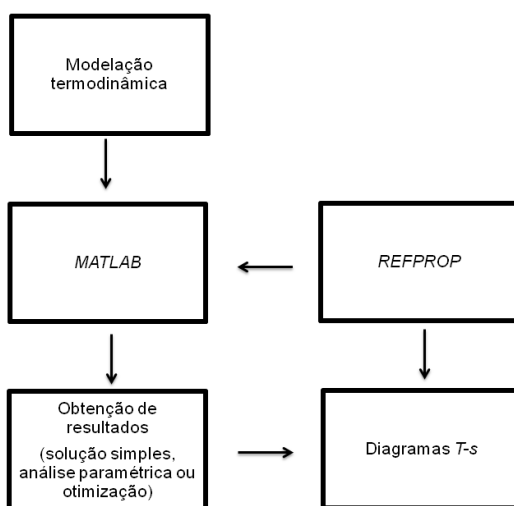


Figura 4.1: Esquema da integração das ferramentas analítica e computacionais.

4.2 Modelação termodinâmica

4.2.1 Modelação dos componentes

4.2.1.1 Bomba

A bomba permite aumentar a pressão de um fluido. Para o fazer, a bomba consome energia. A evolução termodinâmica do fluido ao passar na bomba calcula-se considerando uma eficiência isentrópica constante dada pela eq. 4.1. Admitem-se bombas adiabáticas e com um rendimento igual a 70 % [20] e admite-se que o fluido tem de estar no estado líquido à entrada da bomba.

$$\eta_{bo} = \frac{h_{out\ s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (4.1)$$

A potência consumida pela bomba será (positiva):

$$\dot{W}_{bo} = \dot{m} \cdot w_{bo} = \dot{m} \cdot (h_{out} - h_{in}) \quad (4.2)$$

De notar que, uma dificuldade que ocorre ao abordar este cálculo com as tabelas clássicas de propriedades termodinâmicas é que estas não permitem um cálculo preciso da variação de entalpia através da bomba (operando com líquido comprimido), pelo que é usual concretizar-se o cálculo recorrendo ao volume específico de líquido saturado e à variação de pressão. Porém, o *REFPROP* resolve a entalpia com suficiente detalhe nesta zona de operação, pelo que o cálculo pode-se fazer usando a variação de entalpia.

A destruição de exergia na bomba é dada, a partir da eq. (2.6), por:

$$\dot{E}_d = (\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}) + \dot{W}_{bo} \quad (4.3)$$

4.2.1.2 Turbina

A turbina permite a produção de energia através da expansão de um fluido. A turbina é modelada de forma idêntica à bomba, usando a eficiência isentrópica definida pela eq. 4.4. Admitem-se turbinas adiabáticas e com eficiência de 80 % [20].

$$\eta_{tu} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out\ s}} \quad (4.4)$$

A potência disponibilizada pela turbina é (positivo):

$$\dot{W}_{tu} = \dot{m} \cdot w_{tu} = \dot{m} \cdot (h_{in} - h_{out}) \quad (4.5)$$

A destruição de exergia na turbina é dada por:

$$\dot{E}_d = (\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}) - \dot{W}_{tu} \quad (4.6)$$

4.2.1.3 Permutador de calor

O permutador de calor (pc) permite a troca de calor entre dois fluidos a temperaturas diferentes. Os permutadores considerados são do tipo contra-corrente tal como se esquematiza na Figura 4.2.

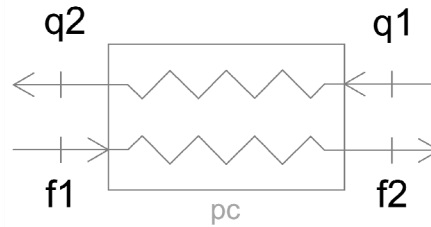


Figura 4.2: Esquema de permutador de calor operando entre corrente quente (q) e corrente fria (f).

Admite-se, para cada lado do permutador de calor, uma perda de carga de 5 %. Tomando como exemplo o permutador de calor da Figura 4.2, tal implica que: $p_{q2} = 0,95 \times p_{q1}$.

Considera-se o permutador adiabático, por isso a potência térmica libertada pelo fluido quente é igual à potência térmica recebida pelo fluido frio, e igual a (positiva):

$$\dot{Q} = \dot{m}_q \cdot (h_{q1} - h_{q2}) = \dot{m}_f \cdot (h_{f2} - h_{f1}) \quad (4.7)$$

Por outro lado a potência térmica transferida pode também ser obtida pela equação da transferência de calor:

$$\dot{Q} = U \cdot A_{pc} \cdot \Delta T_{log} \quad (4.8)$$

Onde U é o coeficiente global de transmissão de calor, A_{pc} é a área do permutador por onde ocorre a transferência de calor, e ΔT_{log} é a diferença de temperatura média logarítmica, que é calculada pela equação:

$$\Delta T_{log} = \frac{(T_{q1} - T_{f2}) - (T_{q2} - T_{f1})}{\ln\left(\frac{(T_{q1} - T_{f2})}{(T_{q2} - T_{f1})}\right)} \quad (4.9)$$

Em cada lado do permutador considera-se uma diferença de temperatura mínima entre os dois fluidos, a que se chama diferença de temperatura de aproximação (ΔT_{apr}), pois na prática esse limite existe e depende, de modo geral, do tipo de permutador. Considera-se $\Delta T_{apr} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$, que é comum em permutadores do tipo *shell-and-tube*, comuns neste tipo de aplicações [41].

Considerando o fluido “a” aquele que apresentar a maior queda de exergia ao longo do permutador ($\Delta \dot{E}$) a destruição de exergia num permutador de calor será, a partir da eq. (2.6):

$$\dot{E}_d = \Delta \dot{E}_a - \Delta \dot{E}_b \quad (4.10)$$

4.2.2 Parâmetros de análise

4.2.2.1 Potência líquida

A potência líquida de um ciclo é igual à potência total disponibilizada pelas turbinas do ciclo, menos a potência total consumida pelas bombas:

$$\dot{W}_{liq} = \sum_i \dot{W}_{tu,i} - \sum_j \dot{W}_{bo,j} \quad (4.11)$$

4.2.2.2 Capacidade de transferência de calor

Na otimização dos ciclos pretende-se minimizar a área de transferência de calor total dos permutadores. Contudo, para tal seria necessário calcular o coeficiente de transferência de calor, U , que depende das características geométricas do permutador, de características do escoamento e de propriedades dos fluidos envolvidos. De maneira a evitar uma complexa análise de transmissão de calor e, tal como Wang *et al.* [19], assume-se que a variação da capacidade de transferência de calor, definida como o produto UA_{pc} , representa aproximadamente a variação de A_{pc} . Ou seja, que U não varia drasticamente em função dos parâmetros termodinâmicos envolvidos. Tal simplificação poderá não ser aceitável para alguns casos, nomeadamente para grandes variações de pressão (influencia espessura das tubagens) e de caudal (influencia diâmetro das tubagens), mas permite perceber a ordem de grandeza da variação de área envolvida e como esta pode influenciar o desempenho termodinâmico. A minimização da capacidade de transferência de calor não influencia a obtenção da solução com maior potência líquida e, por isso, esta simplificação não põe em causa a validade dos resultados obtidos para a potência líquida máxima de cada ciclo. Manipulando a equação (4.8) tem-se que a capacidade de transferência de calor, UA_{pc} , é dada por:

$$U \cdot A_{pc} = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{log}} \quad (4.12)$$

4.2.2.3 Eficiência exergética

Tendo em conta que o caudal de GNL não pode ser considerado uma fonte de energia, a eficiência energética não é um parâmetro de interesse para os ciclos estudados. De modo a refletir tal contribuição é necessário usar a eficiência exergética.

A eficiência exergética de um ciclo é o rácio entre o *output* exergético útil e o *input* exergético.

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{util}}{\dot{E}_{in}} \quad (4.13)$$

Para cada aplicação é necessário perceber e definir o que é o *output* útil e o *input* exergético e esse processo é, até certo grau, subjetivo, podendo resultar em diferentes expressões de eficiência exergética [44]. Devido aos diferentes *inputs* e *outputs* envolvidos, não é possível

definir uma eficiência exergética que seja aplicável a todos os ciclos estudados neste trabalho. Como tal, para cada ciclo definem-se as respetivas eficiências exergéticas e as suas expressões apresentam-se nas secções correspondentes. Contudo, definem-se aqui as considerações gerais para a definição das mesmas:

- A potência líquida considera-se como *output* útil ou *input* consoante seja positiva ou negativa, respetivamente.
- Em todos os ciclos pressuriza-se o GNL para a distribuição no gasoduto. A diferença de exergia de pressão deste entre a saída para o gasoduto (estado gasoso) e a saída do reservatório (estado líquido) considera-se sempre como *output* útil.
- A diferença de exergia de temperatura do GN entre a saída do reservatório e a saída para o gasoduto é a força motriz do ciclo de Rankine, pelo que se considera como *input* exergético (exceto nos CE e CED onde não entra na eficiência exergética).
- A diferença de exergia de temperatura da água do mar nos permutadores de calor considera-se um *input* exergético.
- Nos ciclos com energia solar o calor transferido entre o fluido solar (FS) e o fluido de trabalho (FT) considera-se como *input* exergético.

Na Figura 4.3 apresenta-se o VC considerado para o ciclo tipo Rankine com apoio solar (CTRS), onde se assinalam os *inputs* e os *outputs* de potência exergética considerados, assim como a destruição de exergia total. Para os restantes ciclos a análise é idêntica.

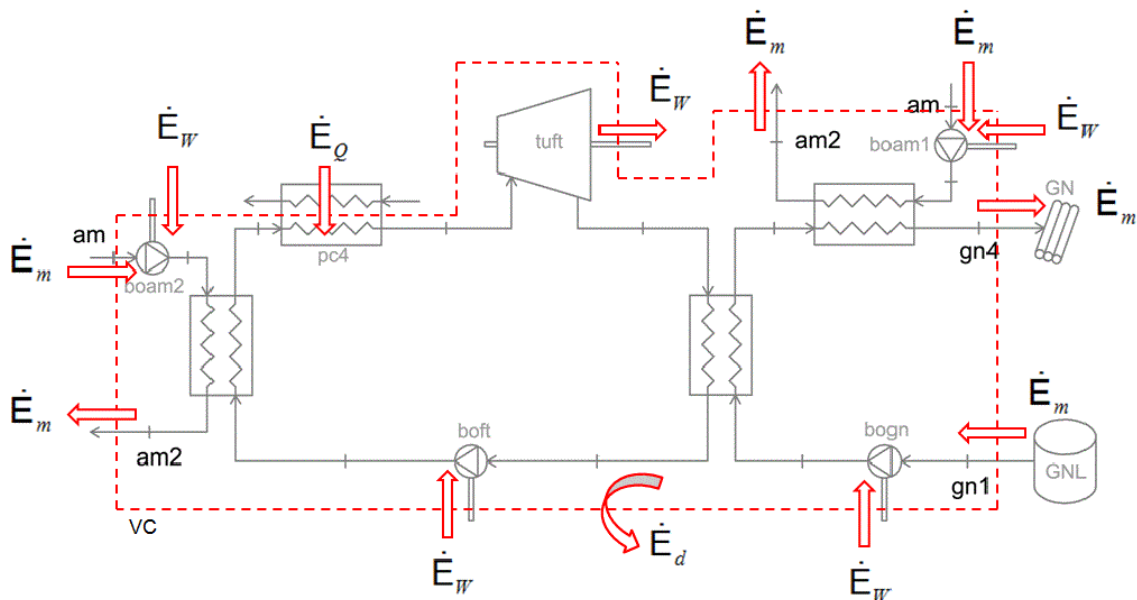


Figura 4.3: Volume de controlo e balanço exergético do CTRS.

4.2.2.4 Eficiência exergética racional

A eficiência exergética racional reflete o balanço exergético a todo o ciclo segundo uma análise de VC, e é dada pelo rácio entre a exergia total que sai do VC e a exergia total que entra no VC [44].

$$\eta_{ex}^R = \frac{\dot{E}_{out}^{total}}{\dot{E}_{in}^{total}} \quad (4.14)$$

4.2.2.5 Coeficiente de performance exergética – CPE

Na eficiência exergética, a diferença de exergia de temperatura do GN entre a saída do reservatório (estado líquido) e a saída para o gasoduto (estado gasoso) considera-se um *input* exergético, pois é a força motriz do ciclo tipo Rankine. No entanto, é ao mesmo tempo um *output* exergético útil, porque aquecer o GN é um dos objetivos. Ao considerar-se esta variação de exergia como simultaneamente *output* exergético útil e *input* exergético obtêm-se valores de eficiência exergética superiores a 1. Não se trata portanto de uma eficiência exergética, mas de um coeficiente que representa a transformação do *input* exergético em exergia útil. Define-se então o coeficiente de performance exergética (CPE) de modo semelhante à eficiência exergética, mas considerando a diferença de exergia de temperatura do GNL, entre a saída do reservatório (estado líquido) e a saída para o gasoduto (estado gasoso), simultaneamente *output* exergético útil e *input* exergético.

4.2.2.6 Eficiência exergética económica

Na eficiência exergética, a diferença de exergia sentida pela água do mar ao trocar calor nos permutadores de calor é considerada um *input* exergético. No entanto não se trata de um *input* exergético relevante do ponto de vista económico, pois a variação de temperatura da água do mar não tem custo associado, apenas a variação de caudal o tem, e que já é refletido na potência exergética das bombas. Como tal define-se a eficiência exergética económica, η_{ex}^{econ} , que é semelhante à eficiência exergética, mas a diferença de exergia sentida pela água nos permutadores de calor não é considerada um *input* exergético.

4.2.3 Análise exergética

Para cada ciclo fez-se uma análise exergética de modo a quantificar a destruição de exergia em cada componente e fazer o balanço exergético total. Analisa-se cada componente como um VC como o da Figura 2.2, de maneira a serem contabilizadas as transferências e destruição de exergia. O cálculo da destruição de exergia total faz-se de duas formas: aplicando um VC a todo o ciclo; e aplicando um VC a cada componente, somando as destruições de exergia em cada um deles. O valor obtido tem de ser igual pelas duas formas, servindo como método de verificação.

4.2.4 Simplificações

Muitas das simplificações admitidas nesta dissertação mencionam-se e explicam-se nas secções respetivas ao assunto em causa. Outras simplificações mais genéricas referem-se aqui.

Para todos os ciclos assume-se regime permanente e desprezam-se as variações de energia potencial e cinética, assim como as perdas de carga nos troços de tubagem entre componentes. Consideram-se todos os componentes e tubagens adiabáticos e a eficiência dos geradores elétricos igual a 100 %.

4.3 Ferramentas computacionais

4.3.1 Escolha das ferramentas computacionais

A obtenção de uma ferramenta computacional para o cálculo dos ciclos é um dos objetivos da presente dissertação (ver secção 1.2). Fez-se uma pesquisa e consideraram-se as seguintes ferramentas: *TRNSYS*, *AspenPlus*, *Ebsilon* e *GateCycle*, (no caso de todas elas não foi possível obter licença); *HOT* e *FluidExl* (apenas permitem a consulta de propriedades e não a simulação de um ciclo na íntegra); *Thermocycle* (tempo de aprendizagem demasiado elevado pois utiliza linguagem *modelica*); *CycleTempo* e *Thermolib* (foram considerados e testados mas revelaram falta de robustez e pouca liberdade de execução). As ferramentas escolhidas foram o *MATLAB* e o *REFPROP*.

4.3.2 MATLAB

O *MATLAB* [52] é um ambiente de cálculo muito eficiente para cálculo numérico usando matrizes e para representação gráfica de resultados. Utiliza linguagem *MATLAB*, sendo esta relativamente simples, de maneira que se aproxima bastante da linguagem matemática usada para descrever o problema. Aproveitando a semelhança entre a linguagem de programação e a linguagem matemática escreveram-se os códigos para cada ciclo em linguagem *MATLAB* usando as equações definidas na secção 4.2.

Ao contrário de outras ferramentas que têm uma interface para implementação do ciclo usando blocos para representar os componentes, ao usar o *MATLAB* o utilizador tem que escrever o código que representa a modelação matemática do ciclo. À partida, a escrita de um código é mais morosa do que o uso de diagramas de blocos, mas apresenta várias vantagens, nomeadamente: maior liberdade na formulação e execução do problema; maior transparência no cálculo, permitindo uma melhor compreensão do problema e uma maior facilidade na deteção e correção de erros; e mais possibilidades de otimização e tratamento de dados.

A obtenção das propriedades termodinâmicas e a otimização dos ciclos, explicadas nas secções seguintes, fez-se através de funções *MATLAB*.

4.3.3 REFPROP

O *REFPROP* [53] é um programa desenvolvido pelo *National Institute of Standards and Technology* (*NIST*) que permite a consulta de tabelas e gráficos das propriedades termodinâmicas dos fluidos puros e misturas mais usados na indústria.

O cálculo das propriedades termodinâmicas faz-se usando três modelos de equações diferentes: a equação de estado explícita da energia de Helmholtz, a equação de estado modificada de Benedict-Webb-Rubin e o modelo extenso dos estados correspondentes [45]. Apesar do método de cálculo usado pelo programa ser complexo do ponto de vista termodinâmico, a sua utilização é simples. As principais vantagens do *REFPROP* são: a sua origem fidedigna; a sua robustez; a possibilidade de ser usado através de outros programas, como o *MATLAB*; e a sua elevada utilização, sendo uma ferramenta de referência na área da termodinâmica.

No presente trabalho utilizou-se o programa individualmente apenas para a construção de gráficos e o diagnóstico de erros. Para calcular as propriedades termodinâmicas nos diferentes ciclos utilizou-se o *REFPROP* através do *MATLAB*. Para tal, as funções *refpropm.m* e *rp_proto.m*, funções que permitem a comunicação entre o *MATLAB* e o *REFPROP* e que o NIST disponibiliza [46], têm de estar na diretoria do *REFPROP*. Para calcular as propriedades basta invocar a função *refpropm.m* no código do ciclo. Os *inputs* da função são as propriedades desejadas, as propriedades conhecidas e o fluido, e atribuem-se os resultados a variáveis, de maneira a facilitar o cálculo (ver como exemplo o excerto de código da Figura 5.10).

Na Tabela 4.1 apresentam-se os estados de referência considerados para o cálculo da entalpia e da entropia. Obtiveram-se os dados no próprio *REFPROP*.

Tabela 4.1: Estados termodinâmicos de referência.

Estado de referência	Fluidos em que é usado
<i>IIR</i> (<i>International Institute of Refrigeration</i>) Para líquido saturado a 0 °C: $h=200$ kJ/kg e $s=1$ kJ/(kg·K)	Propano, dióxido de carbono, R134a, R143a e propileno.
<i>NBP</i> (<i>Normal Boiling Point</i>) Para líquido saturado no ponto normal de ebulição: $h=0$ e $s=0$	Etano, etileno e metano
<i>OTH</i> (significado desconhecido) Para $T=300$ K e $p=1$ kPa: $h=10$ kJ/mol e $s=100$ J/(mol·K)	Água

4.4 Método de otimização

4.4.1 Objetivos da otimização

Para muitos ciclos termodinâmicos para produção de eletricidade, a sua otimização faz-se maximizando a eficiência energética. Opta-se nesses casos por maximizar a eficiência energética, em vez da potência líquida, porque normalmente a potência líquida é proporcional ao *input* energético principal (por ex. massa de combustível ou área de coletores solares). No entanto, para casos em que a fonte de energia é do tipo resíduo e em quantidade fixa, pode-se optar por maximizar a eficiência exergética ou a potência líquida, o resultado será igual. Para o caso em estudo a eficiência energética não tem o mesmo significado que tem em sistemas convencionais, pois pretende-se aproveitar uma fonte de exergia e não uma fonte de energia. Por outro lado, a definição de eficiência exergética é, até certo grau, subjetiva, e varia consoante o ciclo em estudo, impossibilitando a comparação de ciclos diferentes. Como tal optou-se por maximizar a potência líquida. Mas tal apenas é válido porque se fixa a fonte de exergia ($\dot{m}_{gn} = \text{constante}$) e, no caso em que se usa energia solar, a área de coletores solares é também uma função objetivo (é minimizada).

No projeto deste tipo de instalações a melhor solução resulta de uma análise ou otimização do ponto de vista económico. Para fazer uma otimização precisa, tendo em conta aspetos técnicos e económicos, seria necessário obter acesso a informação exaustiva de componentes, serviços, licenças e outros, sendo para isso necessária muita experiência na área, contactos com os vendedores, análise de catálogos e criação de funções de custo. Com todos esses dados seria possível elaborar uma função de custo total que seria minimizada no processo de otimização (um exemplo pode ser consultado em [50]). Não havendo recursos nem tempo para tal análise, optou-se por considerar apenas os permutadores de calor, pois são o componente cujo custo é mais sensível à variação de parâmetros termodinâmicos [20]. Quanto maior a área de transferência de calor num permutador de calor, maior é a quantidade de calor transferido e, consequentemente, maior é a potência líquida obtida; contudo o seu custo será maior. Como tal, considera-se como função objetivo a minimização da área de transferência de calor total dos permutadores de calor. Por simplificação admite-se que a variação da área do permutador pode ser refletida pela variação da capacidade de transferência de calor total, $UA_{pc,t}$, pelo que a função objetivo será a minimização de $UA_{pc,t}$ (ver secção 4.2.2.2).

Para os ciclos que usam energia solar como fonte de calor, o objetivo do seu estudo é diferente. Por isso não se faz a minimização da capacidade de transferência de calor: opta-se por maximizar a potência líquida e minimizar a área de coletores solares (ver secção 3.2.2).

4.4.2 Algoritmo genético *NSGA-II*

Os problemas de otimização abordados nesta dissertação são problemas com múltiplas variáveis, múltiplos objetivos e com restrições. O resultado pretendido não é uma solução ótima, mas um conjunto de soluções: o conjunto de soluções de pareto em que, para cada solução, para melhorar uma função objetivo é necessário prejudicar outra.

Os algoritmos genéticos (AG), um tipo de algoritmo evolutivo, apresentam-se como uma boa solução para este tipo de problemas. Inicialmente um AG cria um conjunto de soluções aleatório, respeitando os limites impostos a cada variável. Depois inicia-se um processo iterativo, em que o AG vai atualizando as soluções para outras soluções melhores, através de quatro operadores principais: seleção, cruzamento, mutação e preservação elitista. Tais operadores são baseados na teoria da evolução de Darwin e em [47] descrevem-se os seus princípios.

O AG escolhido foi o *NSGA-II* porque é o usado por outros autores na área em estudo (regaseificação de GNL) e a sua aplicação é simples para o utilizador. Trata-se de um método desenvolvido e publicado por Deb *et al.* em 2002 [48].

Aplicou-se o método usando o *MATLAB* através das funções disponíveis em [49]. Utilizou-se uma probabilidade de cruzamento de 90 % e uma probabilidade de mutação de 10 %, porque são os valores predefinidos nas funções disponibilizadas e porque normalmente usam-se valores desta ordem. Para aplicar o método é preciso modificar a função *objective_funcion.m*, inserindo o código para o cálculo das funções objetivo (garantindo que os nomes das funções objetivo e das variáveis correspondem aos nomes usados pela “função mãe” *nsga_2.m*) e, se necessário, corrigindo os sinais das funções objetivo, uma vez que estas funções são sempre minimizadas. Quando determinada solução é considerada inválida, basta atribuir-lhe um valor muito grande (ou muito pequeno) e assim o processo de otimização irá descartar essa solução (ver como ex. as linhas 42 e 43 do excerto de código da Figura 5.10).

Fez-se a verificação dos resultados analisando a evolução da solução, consoante o aumento da população e do número máximo de gerações. Considera-se o resultado verificado quando, ao aumentar estes dois parâmetros, a solução fique sobreposta à anterior (análise gráfica) e os valores limite da solução sejam semelhantes. Uma vez que este método envolve cálculo aleatório, fazem-se algumas simulações duas vezes de seguida para garantir que o resultado não é viciado (sem fechar o *MATLAB*, pois a geração de números aleatórios é repetida a cada início de sessão). Os limites de cada variável, assim como a população e o número máximo de gerações, definem-se na *Command Window* do *MATLAB* ao chamar a função *nsga_2*.

Aquando da realização dos cálculos de otimização para os CTRS, surgiu a possibilidade de usar um computador com maior poder de cálculo, disponibilizado pelo DEMI, uma oportunidade interessante visto que os tempos de cálculo mais elevados atingiam as 8 h. Para aproveitar o potencial do novo computador é necessário correr as simulações em modo de cálculo paralelo, em que são usados simultaneamente todos os núcleos de processamento do computador.

O algoritmo usado até então não estava preparado para cálculo paralelo, de modo que, de maneira a não ter que reescrever o código, optou-se por usar um algoritmo diferente. Usou-se o algoritmo *gamultiobj*, um AG para otimização multi-objetivo, semelhante ao *NSGA-II*, e que está disponível a partir da ferramenta *Optimization Toolbox* do *MATLAB*. Este código permite, através da sua interface, optar por cálculo paralelo, não sendo necessário modificar o código manualmente. Como tal, fez-se a otimização dos CTRS de modo diferente aos anteriores, usando o algoritmo referido. Verificou-se a coerência entre os dois métodos correndo o mesmo ciclo em ambos, tendo-se obtido o mesmo resultado. Fez-se a verificação de cada solução da mesma forma que no algoritmo anterior, aumentando a população e o número de gerações.

4.5 Análise paramétrica

Para perceber a influência de cada variável no desempenho dos ciclos fez-se a análise paramétrica de todas as variáveis de todos os ciclos, exceto dos CTRS. Tal consiste em variar o valor da variável em estudo mantendo todas as outras constantes. A gama de estudo de cada variável corresponde ao intervalo entre os limites considerados na otimização, apresentados na Tabela 5.1. Mantêm-se constantes as outras variáveis e iguais aos valores que resultam na maior potência líquida, solução resultante da otimização do respetivo ciclo.

4.6 Verificação das ferramentas computacionais

De maneira a validar as ferramentas computacionais utilizadas (*MATLAB* e *REFPROP*) simulou-se um caso existente na literatura, semelhante aos estudados neste trabalho. Escolheu-se o ciclo estudado por Wang *et al.* em [20], que trata de um ciclo tipo Rankine com expansão direta (CTR+ED) onde o FT é o dióxido de carbono. A fonte de calor é água aquecida geotermicamente. Elaborou-se o código e fez-se a simulação usando os mesmos dados. Obtiveram-se resultados exatamente iguais aos publicados pelos autores, face à precisão dos dados disponíveis. Tal seria de esperar pois os autores também usaram o *REFPROP*, embora tenham escrito o código em *FORTTRAN*. Como tal prescinde-se da apresentação dos resultados e consideram-se validadas as ferramentas utilizadas.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Introdução

Neste capítulo apresentam-se, analisam-se, comparam-se e discutem-se os resultados obtidos. Na secção 5.2 apresentam-se algumas considerações adotadas e que são válidas para todos os casos estudados. Nas secções 5.3, 5.4, 5.5 e 5.6 abordam-se, respetivamente, o ciclo existente (CE), os ciclos de expansão direta (CED), os ciclos tipo Rankine (CTR) e os ciclos tipo Rankine com expansão direta (CTR+ED). Explica-se o funcionamento de cada ciclo e apresentam-se e analisam-se os resultados. Na secção 5.7 faz-se a discussão e comparação dos ciclos estudados nas secções anteriores. Na secção 5.8 abordam-se os ciclos tipo Rankine com apoio solar (CTRS), sendo os seus resultados apresentados, discutidos e comparados.

5.2 Considerações gerais

O caudal de gás natural (\dot{m}_{gn}) depende da dimensão e do regime de funcionamento do terminal. De maneira a facilitar a conversão dos resultados para qualquer caudal de gás natural, fizeram-se os cálculos considerando $\dot{m}_{gn} = 1$ kg/s. Apresentam-se os resultados para $\dot{m}_{gn} = 1$ kg/s e para $\dot{m}_{gn} = 41$ kg/s (caudal de projeto).

Escreveram-se os códigos de maneira a descartar soluções não válidas. Uma solução não é válida se não respeitar qualquer uma das seguintes condições:

- Título de vapor mínimo à saída das turbinas de 90,0 % [7];
- Título de vapor de 0,0 % à entrada das bombas;
- Diferença mínima de temperatura de aproximação nos permutadores de calor de 5 K [41].

Na apresentação dos resultados optou-se por usar igual número de casas decimais: duas para a temperatura e três para as restantes variáveis. Para cada ciclo, após obtidas as soluções da otimização, verificou-se manualmente a solução de maior produção elétrica fazendo-se pequenos ajustes às variáveis do ciclo de maneira a garantir a maior potência líquida. Isto porque, comparativamente à otimização computacional do ciclo, o cálculo manual é muito mais rápido. Por isso, na apresentação dos valores das variáveis, para os valores de \dot{m}_{fi} em particular, apresentam-se mais casas decimais que noutras ocorrências para a mesma grandeza, de maneira a permitir uma reprodutibilidade dos resultados mais exata.

Ao realizar as análises paramétricas verifica-se que os resultados obtidos são muitas vezes semelhantes de ciclo para ciclo. Para evitar repetição opta-se por apresentar a análise paramétrica completa apenas para o CTR+ED1 e, nos restantes, apenas se apresenta a análise paramétrica quando se obtêm resultados diferentes. Em alguns casos considera-se necessário justificar alguns dos resultados obtidos recorrendo a análises paramétricas adicionais.

5.2.1 Limites das variáveis

À exceção do CE, os critérios de projeto não permitem definir para cada ciclo as propriedades termodinâmicas em todos os pontos (explicitados na secção correspondente a cada ciclo, secções 5.3 a 5.6) e os caudais em todas as tubagens. Como tal, para cada tipo de ciclo, considera-se um conjunto de variáveis, que serão: caudais mássicos, temperaturas ou pressões em determinados pontos. Ao atribuir valores às variáveis, todas as propriedades e caudais mássicos do ciclo podem ser calculados. Admite-se que a cada conjunto de valores atribuídos às variáveis corresponde uma solução. Através do processo de otimização obtêm-se as soluções que melhor satisfazem as funções objetivo.

Para a otimização de cada ciclo é necessário definir os limites de cada variável. Os valores que cada variável pode tomar podem estar limitados por razões termodinâmicas, técnicas ou devido aos critérios de projeto. A correta atribuição dos limites a cada variável é muito importante pois evita a obtenção de soluções inválidas e, se forem definidos com precisão, diminui-se o tempo de cálculo. Definiu-se cada limite cuidadosamente e nesta secção justificam-se os valores considerados. Para evitar repetição, apresentam-se resumidamente os limites usados em cada simulação na Tabela 5.1 e as justificações na lista numerada a seguir. Para os CTRS os limites admitidos para a área de coletores solares foram iguais para todos os ciclos: mínimo de $0,024 \text{ m}^2$ e máximo de 2000 m^2 (valores correspondem às áreas reais divididas por $\dot{m}_{gn} = 41 \text{ kg/s}$).

Tabela 5.1: Limites de cada variável.

Ciclo	Variável	Valor	
		min	max
CED	p_{gn2}	9192 kPa (1)	15 000 kPa (2)
	T_{gn3}	– 157,15 °C (3)	11 °C (4)
CTR1	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,3 kg/s (6)
CTR+ED1	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,1 kg/s (6)
	p_{gn2}	9675 kPa (1)	15 000 kPa (2)
	T_{gn4}	– 157,15 °C (3)	11 °C (4)
CTR1 e CTR+ED1	T_3	0,85 °C (3)	11 °C (4)
	p_2	316 kPa (7)	689 kPa (8)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)
CTR2	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1 kg/s (6)

Tabela 5.1 (continuação): Limites de cada variável.

Ciclo	Variável	Valor	
		min	max
CTR+ED2	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1 kg/s (6)
	p_{gn2}	9675 kPa (1)	15 000 kPa (2)
	T_{gn4}	– 157,15 °C (3)	11 °C (4)
CTR2 e CTR+ED2	T_3	0,85 °C (3)	11 °C (4)
	p_2	316 kPa (7)	2970 kPa (10)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)
CTR3	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1 kg/s (6)
CTR+ED3	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1 kg/s (6)
	p_{gn2}	9675 kPa (1)	15 000 kPa (2)
	T_{gn4}	– 157,15 °C (3)	11 °C (4)
CTR3 e CTR+ED3	T_3	0,85 °C (5)	11 °C (4)
	p_2	316 kPa (7)	3628 kPa (11)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)
CTR4	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,5 kg/s (6)
CTR+ED4	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,5 kg/s (6)
	p_{gn2}	9675 kPa (1)	15 000 kPa (2)
	T_{gn4}	– 157,15 °C (3)	11 °C (4)
CTR4 e CTR+ED4	T_3	0,85 °C (5)	11 °C (4)
	p_2	843 kPa (7)	3821 kPa (10)
	p_4	546 kPa (12)	700 kPa (3)
CTR5	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	3 kg/s (6)
CTR+ED5	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	2,5 kg/s (6)
	p_{gn2}	9675 kPa (1)	15 000 kPa (2)
	T_{gn4}	– 157,15 °C (3)	11 °C (4)
CTR5 e CTR+ED5	T_3	0,85 °C (5)	11 °C (4)
	p_2	316 kPa (7)	452 kPa (10)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)
CTR6	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	2,3 kg/s (6)

Tabela 5.1 (continuação): Limites de cada variável.

Ciclo	Variável	Valor	
		min	max
CTR+ED6	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,8 kg/s (6)
	p_{gn2}	9675 kPa (1)	15 000 kPa (2)
	T_{gn4}	– 157,15 °C (3)	11 °C (4)
CTR6 e CTR+ED6	T_3	0,85 °C (5)	11,00 °C (4)
	p_2	316 kPa (7)	906 kPa (10)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)
CTR7	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,3 kg/s (6)
CTR+ED7	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,1 kg/s (6)
	p_{gn2}	9675 kPa (1)	15 000 kPa (2)
	T_{gn4}	– 157,15 °C (3)	11 °C (4)
CTR7 e CTR+ED7	T_3	0,85 °C (5)	11 °C (4)
	p_2	316 kPa (7)	845 kPa (10)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)
CTRS1I	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,463 kg/s (6)
	p_2	333 kPa (7)	1350 kPa (11)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)
CTRS1V	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,463 kg/s (6)
	p_2	333 kPa (7)	5350 kPa (11)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)
CTRS2I	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,098 kg/s (6)
	p_2	333 kPa (7)	4613 kPa (11)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)
CTRS2V	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,341 kg/s (6)
	p_2	333 kPa (7)	15 755 kPa (11)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)
CTRS3I	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,098 kg/s (6)
	p_2	333 kPa (7)	5544 kPa (11)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)

Tabela 5.1 (continuação): Limites de cada variável.

Ciclo	Variável	Valor	
		min	max
CTRS3V	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,220 kg/s (6)
	p_2	333 kPa (7)	17 225 kPa (11)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)
CTRS4I	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,463 kg/s (6)
	p_2	887 kPa (7)	5729 kPa (11)
	p_4	546 kPa (12)	700 kPa (3)
CTRS4V	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,951 kg/s (6)
	p_2	887 kPa (7)	14 508 kPa (11)
	p_4	546 kPa (12)	700 kPa (3)
CTRS5I	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	3,171 kg/s (6)
	p_2	333 kPa (7)	983 kPa (11)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)
CTRS5V	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	3,415 kg/s (6)
	p_2	333 kPa (7)	4787 kPa (11)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)
CTRS6I	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	3,171 kg/s (6)
	p_2	333 kPa (7)	1799 kPa (11)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)
CTRS6V	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	2,927 kg/s (6)
	p_2	333 kPa (7)	8762 kPa (11)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)
CTRS7I	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,463 kg/s (6)
	p_2	333 kPa (7)	1629 kPa (11)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)
CTRS7V	\dot{m}_{ft}	0,024 kg/s (5)	1,300 kg/s (6)
	p_2	333 kPa (7)	6439 kPa (11)
	p_4	100 kPa (9)	200 kPa (3)

- (1) Pressão necessária para vencer perdas de carga dos permutadores a jusante, fornecer uma variação de pressão mínima na turbina de 100 kPa (que se considera o mínimo aceitável) e respeitar a pressão final de fornecimento de GN;
- (2) Maior valor encontrado na literatura para o GN (discute-se este valor na secção 5.6.2.2);
- (3) Valor considerado razoável. Verificou-se se não interfere com as soluções ótimas;
- (4) Valor máximo possível tendo em conta a temperatura da fonte de calor e a diferença de temperatura de aproximação do permutador de calor (que se explicou na secção 4.2.1.3);
- (5) Valor considerado como mínimo aceitável. Corresponde a $\dot{m}_{ft} = 1$ kg/s para o caudal de GN de projeto ($\dot{m}_{gn} = 41$ kg/s);
- (6) Valor testado de maneira a garantir que nenhuma solução válida é excluída. Para este valor já não há nenhuma solução válida devido à não condensação do fluido de trabalho (FT) no “pc1”;
- (7) Pressão mínima que, para p_4 máxima, permite vencer as perdas de carga e uma expansão na turbina com variação de pressão de 100 kPa;
- (8) Pressão máxima a que o FT consegue vaporizar totalmente, para a temperatura máxima fornecida pela fonte de calor;
- (9) Pressão mínima admissível depois da turbina, ligeiramente inferior à pressão atmosférica, de maneira a evitar infiltrações. Valor igual ao do CTR de Huelva [25];
- (10) Pressão máxima possível, de acordo com a gama de p_4 estudada, de maneira a respeitar $x_4 > 90$ %. Valor obtido por cálculo iterativo. Usa-se este valor em vez do obtido pela justificação (8) de maneira a diminuir o intervalo domínio admissível da variável, diminuindo assim o tempo de cálculo. Tal justifica-se apenas para fluidos húmidos;
- (11) A pressão obtida pela justificação (8) é superior à pressão crítica, pelo que se admite como pressão máxima aquela que, de acordo com a gama de p_4 estudada, resulta em $x_4 = 90$ %. Valor obtido por cálculo iterativo;
- (12) Pressão mínima de maneira a nunca ser atingida a pressão do ponto triplo, evitando-se o congelamento do FT.

5.3 Ciclo Existente - CE

Para servir como termo de comparação para as soluções estudadas calculou-se um ciclo equivalente ao existente, que se representa na Figura 5.1. O esquema usado para o CE é mais simples que a instalação real (descrita na secção 3.1), porque não foram considerados aspetos práticos (como por ex. o fenómeno *boil-off*), mas do ponto de vista termodinâmico o processo é idêntico.

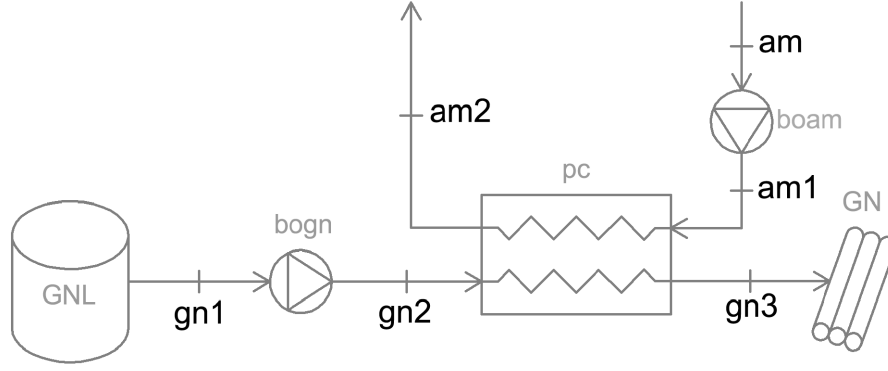


Figura 5.1: Esquema do CE.

Após sair do reservatório (ponto gn1), o GNL é pressurizado na bomba “bogn”, passando ao estado do ponto gn2. Este é pressurizado para uma elevada pressão, de maneira a vencer as perdas de carga e ser entregue ao gasoduto à pressão de projeto de 8200 kPa. Depois de pressurizado, o GNL passa no permutador de calor, “pc”, onde vaporiza e aquece, trocando calor com a água do mar, sendo depois entregue ao gasoduto. A água do mar é pressurizada na bomba “boam”, de maneira a vencer as perdas de carga do “pc”. Depois de pressurizada, é arrefecida no “pc” ao trocar calor com o GN, sendo depois restituída ao oceano. Descreve-se em detalhe o processo de arrefecimento de água do mar na secção 3.2.1.

Para este ciclo não há variáveis, pois os critérios de projeto definem completamente o problema.

O objetivo deste ciclo é pressurizar e vaporizar o GNL até às condições pretendidas e o recurso usado é energia elétrica, para alimentar as bombas. Como tal, e de acordo com as definições apresentadas na secção 4.2.2, as diferentes eficiências exergeticas são dadas pelas seguintes equações:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{gn3}^p - \dot{E}_{gn1}^p}{\dot{W}_{bogn} + \dot{W}_{boam} + (\dot{E}_{am2} - \dot{E}_{am})} \quad (5.1)$$

$$\eta_{ex}^R = \frac{\dot{E}_{gn3} + \dot{E}_{am2}}{\dot{W}_{bogn} + \dot{W}_{boam} + \dot{E}_{gn1} + \dot{E}_{am}} \quad (5.2)$$

$$CPE = \frac{(\dot{E}_{gn3}^p - \dot{E}_{gn1}^p) - (\dot{E}_{gn3}^T - \dot{E}_{gn1}^T)}{\dot{W}_{bogn} + \dot{W}_{bosw} + (\dot{E}_{am2} - \dot{E}_{am})} \quad (5.3)$$

$$\eta_{ex}^{econ} = \frac{\dot{E}_{gn3}^p - \dot{E}_{gn1}^p}{\dot{W}_{bogn} + \dot{W}_{boam}} \quad (5.4)$$

Apresentam-se os resultados obtidos na Tabela 5.2. Os valores do título de vapor, x , não estão definidos pois, como o GNL é pressurizado para uma pressão superior à pressão crítica, não passa pela zona de coexistência de fases.

Tabela 5.2: Parâmetros de operação e de análise do CE e propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo.

Ponto	T (°C)	p (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	x (%)
gn1	-162,00	101,400	-1,799	-0,016	-
gn2	-157,33	8631,579	26,846	0,059	-
gn3	10,00	8200,000	784,098	4,041	-
$\dot{m}_{am} / \dot{m}_{gn}$ (-)	w_{bogn} (kJ/kg)	w_{boam} (kJ/kg)	q_{pc} (kJ/kg)	w_{liq} (kJ/kg)	
22,573	28,645	0,175	757,252	-28,820	
η_{ex} (%)	η_{ex}^R (%)	CPE (-)	η_{ex}^{econ} (%)		
67,318	61,702	23,793	104,661		

Verifica-se que no CE gastam-se 28,8 kJ/kg para fazer o processamento do GNL. Na Figura 5.2 representa-se o diagrama T - s do CE.

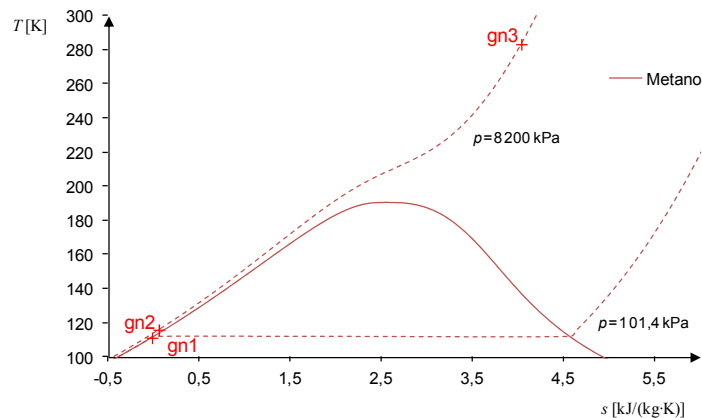


Figura 5.2: Diagrama T - s do CE.

Apresentam-se na Tabela 5.3 a destruição de exergia em cada componente e a destruição de exergia total.

Tabela 5.3: Destruição de exergia no CE.

e_d^{bogn} [kJ/kg]	e_d^{pc} [kJ/kg]	e_d^{boam} [kJ/kg]	e_d^{total} [kJ/kg]
21,840	386,318	0,053	408,212

Para o caudal de projeto, $\dot{m}_{gn} = 41$ kg/s, as propriedades termodinâmicas em cada ponto vão ser as mesmas que as que se apresentaram na Tabela 5.2 e as potências envolvidas podem ser

consultadas na Tabela 5.4. Conclui-se que para o CE gastam-se 1182 kW de energia elétrica para fazer o processamento do GNL, maioritariamente na pressurização do GNL.

Tabela 5.4: Principais parâmetros para o CE, para o caudal de GN de projeto.

$\dot{W}_{bogn} \text{ (kW)}$	$\dot{W}_{boam} \text{ (kW)}$	$\dot{Q}_{pc} \text{ (kW)}$	$\dot{W}_{net} \text{ (kW)}$
1174,462	7,167	31 047,327	-1181,628

5.4 Ciclo de expansão direta - CED

Representa-se na Figura 5.3 o esquema do CED. A única fonte de calor neste ciclo é a água do mar. Inicialmente o GNL é pressurizado na bomba para uma pressão p_{gn2} e vaporizado no “pc1” até à temperatura T_{gn3} . Depois é expandido na turbina, “tu” até à pressão necessária para entrada no gasoduto (mais perda de carga de 5 % no “pc2”), passando de seguida no segundo permutador para aquecê-lo até à temperatura final. As variáveis deste ciclo são: p_{gn2} e T_{gn3} .

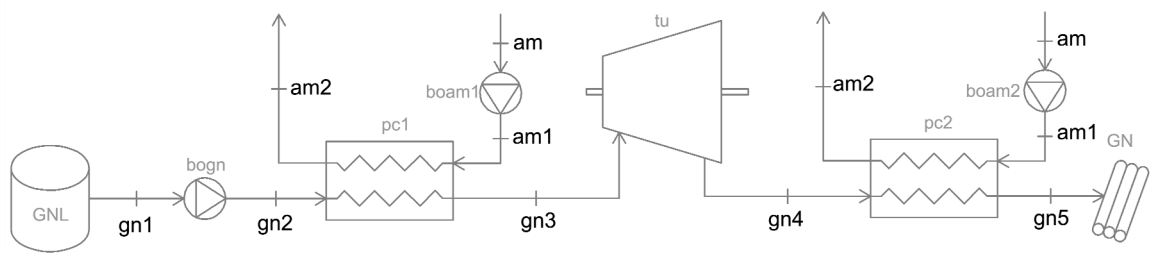


Figura 5.3: Esquema do CED.

Sabendo que a potência líquida do ciclo será sempre negativa (demonstra-se de seguida na Figura 5.4), considera-se $-\dot{W}_{liq}$ como *input* exergetico. De acordo com as definições da secção 4.2.2 as diferentes eficiências exergeticas são dadas por:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{gn5}^p - \dot{E}_{gn1}^p}{-\dot{W}_{liq} + (\dot{m}_{am1} + \dot{m}_{am2})(e_{am2} - e_{am})} \quad (5.5)$$

$$\eta_{ex}^R = \frac{\dot{E}_{gn5} + e_{am2}(\dot{m}_{am1} + \dot{m}_{am2})}{-\dot{W}_{liq} + \dot{E}_{gn1} + e_{am}(\dot{m}_{am1} + \dot{m}_{am2})} \quad (5.6)$$

$$CPE = \frac{(\dot{E}_{gn5}^p - \dot{E}_{gn1}^p) - (\dot{E}_{gn5}^T - \dot{E}_{gn1}^T)}{-\dot{W}_{liq} + (\dot{m}_{am1} + \dot{m}_{am2})(e_{am2} - e_{am})} \quad (5.7)$$

$$\eta_{ex}^{econ} = \frac{\dot{E}_{gn5}^p - \dot{E}_{gn1}^p}{-\dot{W}_{liq}} \quad (5.8)$$

Fez-se a otimização das duas variáveis de forma a maximizar a potência líquida e minimizar a capacidade de transferência de calor total. Apresenta-se o resultado na Figura 5.4. Os limites usados para cada variável podem-se consultar na Tabela 5.1.

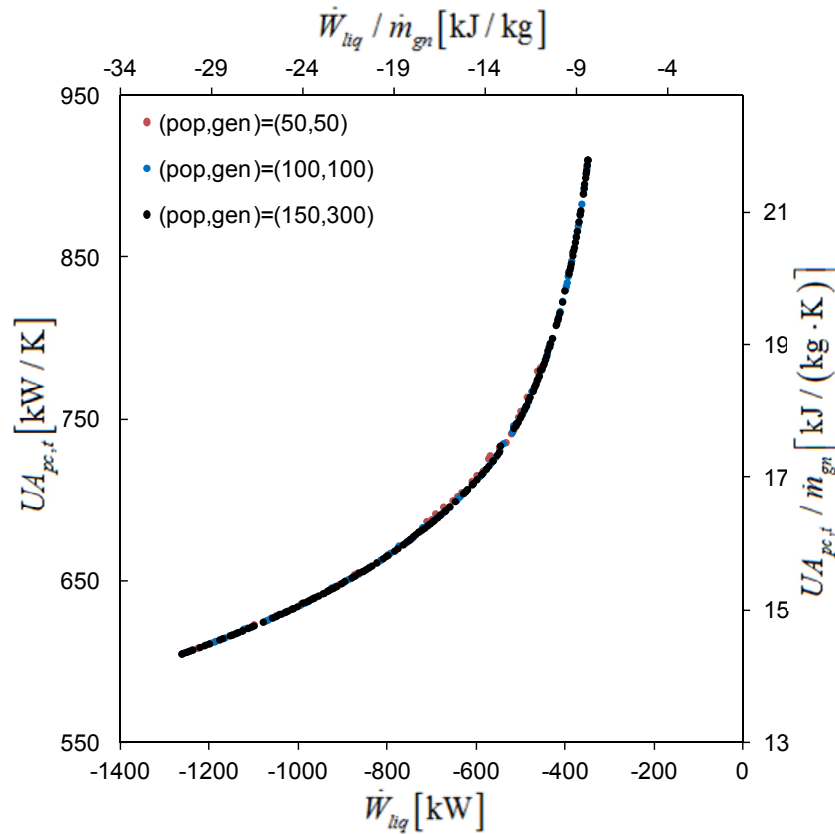


Figura 5.4: Resultado da otimização do CED.

Analisando o gráfico da figura acima verifica-se que, ao aumentar a população de 100 para 150 e o número de gerações máximo de 100 para 300, o conjunto de soluções e a solução de maior produção elétrica (maior w_{liq}) mantêm-se constantes e por isso considera-se a solução da otimização verificada.

Fez-se o mesmo processo de verificação para todas as otimizações, mas de maneira a evitar repetição não será novamente referido.

Verifica-se que com este ciclo ainda não é possível obter potência líquida positiva, no entanto, é possível poupar energia relativamente ao CE.

A solução de maior produção elétrica resulta das variáveis apresentadas na Tabela 5.5. De notar que ambos os valores correspondem aos limites máximos admissíveis para cada uma das variáveis.

Tabela 5.5: Valores das variáveis que resultam na maior produção elétrica para o CED.

p_{gn2} (kPa)	T_{gn3} (°C)
15 000,000	11,00

Para tal solução obtém-se $w_{liq} = -8,5$ kJ/kg, e as propriedades em cada ponto apresentam-se na Tabela 5.6.

Tabela 5.6: Parâmetros de operação e análise do CED e propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo, para a solução de maior produção elétrica.

Ponto	T (°C)	p (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	x (%)
gn1	-162,00	101,400	-1,799	-0,016	-
gn2	-153,89	15000,000	48,041	0,112	-
gn3	11,00	14250,000	721,329	3,589	-
gn4	-20,19	8631,579	679,824	3,630	-
gn5	10,00	8200,000	784,098	4,041	-

$\dot{m}_{am1} / \dot{m}_{gn}$ (-)	$\dot{m}_{am2} / \dot{m}_{gn}$ (-)	w_{bogn} (kJ/kg)	w_{boam1} (kJ/kg)	w_{boam2} (kJ/kg)
20,070	3,108	49,840	0,155	0,024

w_{tu} (kJ/kg)	q_{pc1} (kJ/kg)	q_{pc2} (kJ/kg)	$\frac{UA_{pc,t}}{\dot{m}_{gn}} \left(\frac{\text{kW} / \text{K}}{\text{kg} / \text{s}} \right)$	w_{liq} (kJ/kg)
41,505	673,288	104,274	22,193	-8,515

η_{ex} (%)	η_{ex}^R (%)	CPE (-)	η_{ex}^{econ} (%)
120,986	62,941	42,762	354,230

Pode-se observar o diagrama T - s do CED na Figura 5.5.

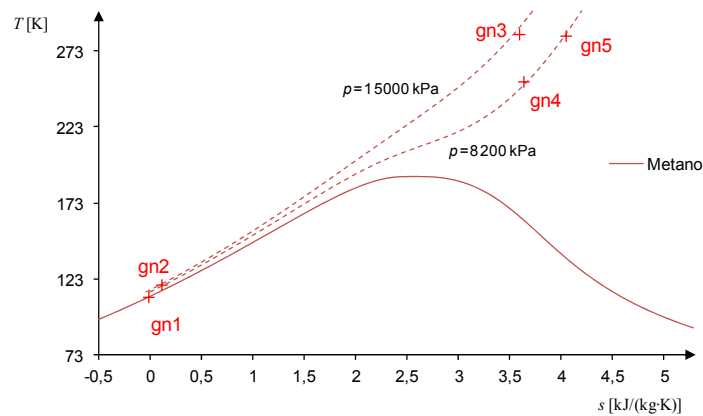


Figura 5.5: Diagrama T - s do CED para a solução de maior produção elétrica.

Apresentam-se na Tabela 5.7 a destruição de exergia em cada componente e a destruição de exergia total.

Tabela 5.7: Destruição de exergia no CED.

e_d^{boam1} [kJ/kg]	e_d^{boam2} [kJ/kg]	e_d^{bogn} [kJ/kg]	e_d^{pc1} [kJ/kg]
0,047	0,007	37,197	324,965
e_d^{pc2} [kJ/kg]	e_d^{tu} [kJ/kg]	e_d^{total} [kJ/kg]	
13,306	12,009	387,478	

Para o caudal de projeto ($\dot{m}_{gn} = 41$ kg/s) as propriedades termodinâmicas em cada ponto têm os mesmos valores da Tabela 5.6 e as potências envolvidas podem consultar-se na Tabela 5.8. Verifica-se que, a potência líquida máxima é -350 kW.

Tabela 5.8: Parâmetros do CED para a solução de maior produção elétrica, para o caudal de GN de projeto.

\dot{W}_{bogn} (kW)	\dot{W}_{boam1} (kW)	\dot{W}_{boam2} (kW)	\dot{W}_{tu} (kW)
2043,453	6,372	0,987	1701,687
\dot{Q}_{pc1} (kW)	\dot{Q}_{pc2} (kW)	$UA_{pc,t}$ (kW/K)	\dot{W}_{net} (kW)
27 604,793	4275,229	909,908	-349,126

Para perceber a influência das variáveis no desempenho do ciclo fez-se uma análise paramétrica a cada variável.

No gráfico da Figura 5.6 apresenta-se a análise paramétrica a p_{gn2} para o CED. Ao observar a Figura 5.6, verifica-se que quanto maior p_{gn2} maior a produção elétrica, pelo que o seu limite superior é importante (como se verá na análise de sensibilidade na secção 5.6.2.2). Por outro lado, a área de permutadores de calor necessária não sofre uma variação considerável.

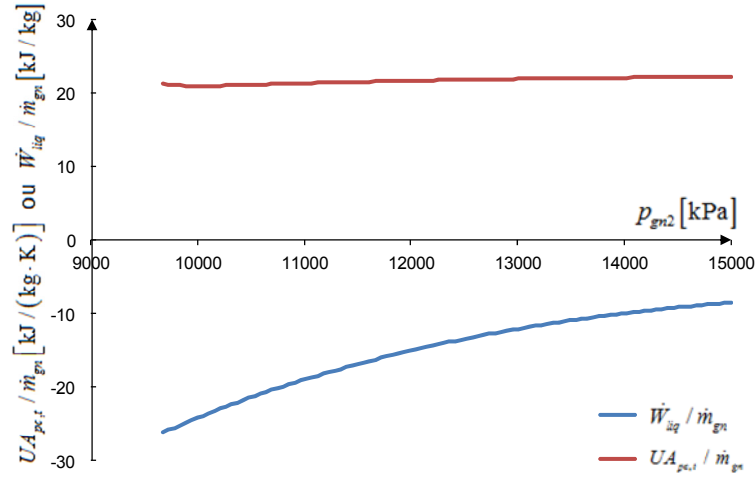


Figura 5.6: Análise paramétrica a p_{gn2} para o CED.

No gráfico da Figura 5.7 apresenta-se a análise paramétrica a T_{gn3} . Verifica-se que a partir dos $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ a potência elétrica cresce de forma mais acentuada e que, para valores de T_{gn3} superiores a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, esta variável tem maior influência na capacidade de transferência de calor.

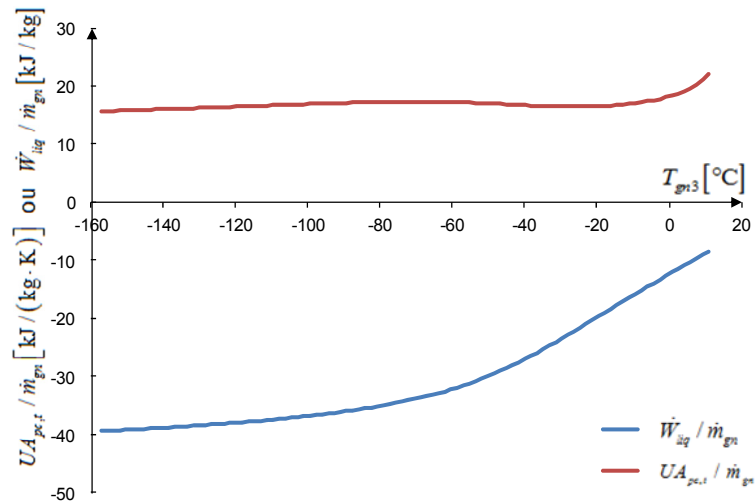


Figura 5.7: Análise paramétrica a T_{gn3} para o CED.

Considerou-se outra configuração de expansão direta (ver Figura 5.8) semelhante à anterior, mas sem permutador de calor a jusante da turbina. Face à baixa temperatura da fonte de calor (água do mar), a diferença de temperaturas possível entre os pontos gn3 e gn4 é demasiado pequena e, por isso, o desempenho desta configuração é inferior à anterior. Por outro lado a inexistência de um permutador a jusante da turbina não dá garantia que se atinja T_{gn4} de projeto caso T_{am} baixe consideravelmente. Por isso descartou-se esta configuração.

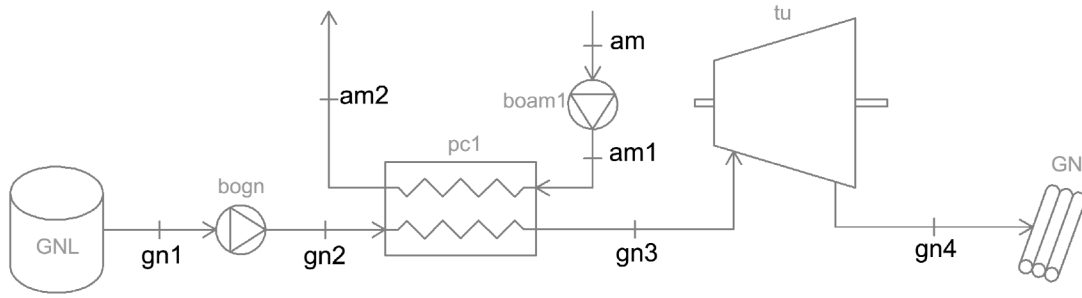


Figura 5.8: Esquema de uma diferente configuração do CED.

5.5 Ciclo tipo Rankine - CTR

Representa-se na Figura 5.9 o esquema do CTR. Trata-se de um ciclo de Rankine acoplado a um ciclo aberto de GN, semelhante ao CE. Os dois ciclos trocam energia no “pc1” onde o GN evapora e o FT do ciclo de Rankine condensa.

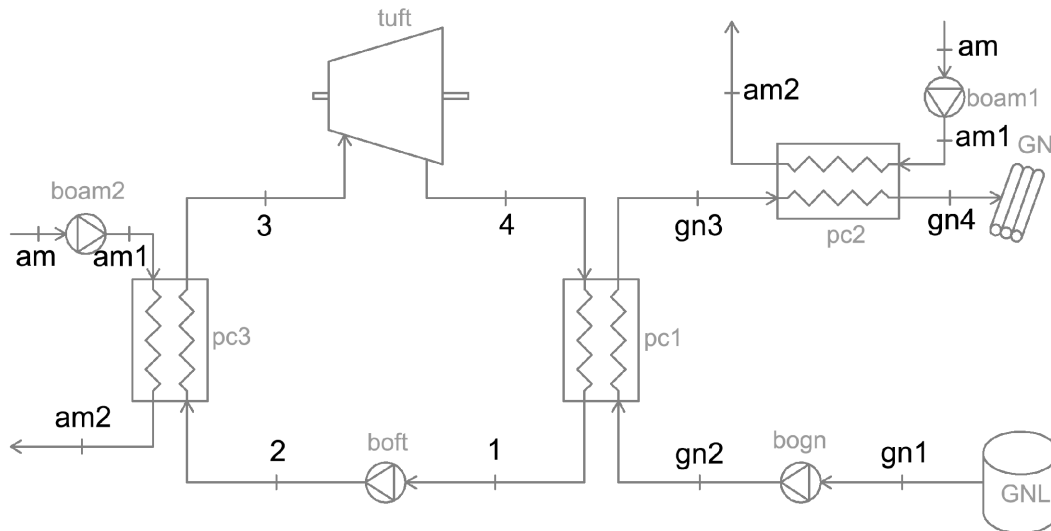


Figura 5.9: Esquema do CTR.

O GNL, depois de vaporizar no “pc1”, ainda passa no permutador de calor “pc2” para garantir que o GN é entregue ao gasoduto à temperatura pretendida. Da parte do ciclo aberto de GN não há variáveis. A temperatura T_{gn3} será aquela que resulta da transferência de calor necessária no “pc1” de maneira a condensar o FT.

No ciclo de Rankine, o FT é pressurizado na bomba “boft”, depois é vaporizado ao receber calor da água do mar (que é a fonte quente) no “pc3”, para ser de seguida expandido na turbina “tuft”. Depois, o FT condensa no “pc1”, transferindo calor para o GNL (que é a fonte fria) de maneira a poder ser bombeado novamente, completando o ciclo.

As variáveis deste ciclo são: o caudal de FT (\dot{m}_{ft}), a temperatura do FT antes da turbina (T_3), a pressão depois da bomba do FT (p_2) e a pressão à saída da turbina (p_4).

O caudal de FT é uma variável muito importante pois trata-se de uma propriedade extensiva, e como tal tem influência na dimensão da instalação. Para saber qual o caudal de FT ideal teria de se fazer uma análise económica global mas, não havendo dados para tal, isso não é possível. Neste tipo de instalações, os caudais não tendem a ser muito grandes. O maior valor encontrado na literatura foi de 25 kg/s [17]. No entanto, a colocação de vários módulos em paralelo, dividindo o caudal de GN entre si, é considerada uma solução válida e tem a vantagem da redundância. Como tal não se considera nenhum limite superior técnico ou económico para \dot{m}_{ft} . Porém \dot{m}_{ft} está limitado relativamente a \dot{m}_{gn} pois, se \dot{m}_{ft} for muito alto, o GN já não consegue absorver energia suficiente no “pc1” e o FT não irá condensar. O valor máximo de \dot{m}_{ft} será $\dot{m}_{ft}^{max} = k \cdot \dot{m}_{gn}$, sendo que k varia principalmente consoante o FT usado, mas depende também das pressões em cada lado do “pc1”.

A sequência de cálculo é simples pois é idêntica à resolução clássica de problemas de termodinâmica. Para interpretar corretamente os resultados envolvendo o componente “pc1”, é importante perceber o método de cálculo usado, que se explica de seguida com o auxílio de um excerto do código usado, que se apresenta na Figura 5.10. O ponto gn2 está totalmente definido independentemente dos valores das variáveis; o ponto 4 fica definido apenas por propriedades diretamente dependentes das variáveis; e o ponto 1 fica definido por uma propriedade dependente das variáveis (pressão) e uma propriedade independente das variáveis (o título de vapor, $x_1=0,0$ %). Quanto ao ponto gn3, a pressão é conhecida e a temperatura é a incógnita. Os caudais são representados por uma só variável, pois \dot{m}_{gn} é considerado unitário. Por isso em termos de cálculo admite-se que o FT condensa em 1, e depois é calculada T_{gn3} necessária para tal. No entanto quando no cálculo se verifica que $T_{gn3} > T_4 - \Delta T_{apr}$ isso significa na realidade que o FT não condensou e, consequentemente, considera-se a solução inválida.

```

1. % Ciclo tipo rankine - As variáveis são: mft, T3, P2 e P4
2. % Propriedades para o ponto i:
3. % Ti - Temperatura [K]
4. % Pi - Pressão [kPa]
5. % hi,H - Entalpia específica [J/kg]
6. % si,S - Entropia específica [J/(kg K)]
7. % xi,Q - Título de vapor ou qualidade [-]
8. % mi - Caudal mássico [kg/s]
9. % Constantes
10. mgn=1; % Caudal mássico de gás natural [kg/s]
11. Pgn4=8200; % Pressão no ponto gn5 [kPa]
12. Tgn1=111.15; % Temperatura no ponto gn1 [K]
13. Pgn1=101.4; % Pressão no ponto gn1 [kPa]
14. x1=0; % Título de vapor no ponto 1 [-]
15. Rbo=0.7; % Rendimento das bombas [-]
16. Rtu=0.8; % Rendimento das turbinas [-]
17. delTapr=5; % Diferença de temperatura de aproximação [K]
18. FT='PROPANE'; % Fluido usado como fluido de trabalho
19. % Cálculos para o ciclo tipo Rankine (fluido de trabalho)
20. P3=0.95*P2;
21. [h3 s3 x3]=refpropm('HSQ','T',T3,'P',P3,FT);
22. s4s=s3;
23. h4s=refpropm('H','P',P4,'S',s4s,FT);
24. h4=h3-Rtu*(h3-h4s);
25. [T4 s4 x4]=refpropm('TSQ','P',P4,'H',h4,FT);
26. P1=0.95*P4;
27. [T1 h1 s1]=refpropm('THS','P',P1,'Q',x1,FT);
28. % Cálculos para o ciclo aberto de gás natural
29. [hgn1 sgn1 xgn1]=refpropm('HSQ','T',Tgn1,'P',Pgn1,GN);
30. Pgn3=Pgn4/0.95;
31. Pgn2=Pgn3/0.95;
32. sgn2s=sgn1;
33. hgn2s=refpropm('H','P',Pgn2,'S',sgn2s,GN);
34. hgn2=hgn1+(hgn2s-hgn1)/Rbo;
35. [Tgn2 sgn2 xgn2]=refpropm('TSQ','P',Pgn2,'H',hgn2,GN);
36. hgn3=hgn2+mft*(h4-h1)/mgn;
37. [Tgn3 sgn3 xgn3]=refpropm('TSQ','H',hgn3,'P',Pgn3,GN);
38. if Tgn3>T4 delTapr;
39. disp('Há cruzamento de temperaturas no p41. ');
40. disp('A solução não é válida. ');
41. disp('mft demasiado alto, ou P2 dentro de gama inviável. ');
42. Wnet=-99999999;
43. UAt=-99999999;
44. end %if

```

Figura 5.10: Excerto do código usado para o cálculo do CTR1.

Neste ciclo a variação de exergia térmica do GNL é usada para produzir energia através do CTR sendo a sua força motriz. Como tal passa a ser considerada um *input* exergético. A variação de exergia de pressão continua a ser considerada um *output* relevante e a potência líquida será um *input* exergético se negativo (como $-\dot{W}_{liq}$) ou *output* exergético se positivo (como \dot{W}_{liq}). Para o caso da potência líquida ser positiva, as várias eficiências exergéticas definem-se por:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{liq} + (\dot{E}_{gn4}^p - \dot{E}_{gn1}^p)}{(\dot{m}_{am1} + \dot{m}_{am2})(e_{am2} - e_{am}) + (\dot{E}_{gn1}^T - \dot{E}_{gn4}^T)} \quad (5.9)$$

$$\eta_{ex}^R = \frac{\dot{W}_{liq} + \dot{E}_{gn4} + e_{am2}(\dot{m}_{am1} + \dot{m}_{am2})}{\dot{E}_{gn1} + e_{am}(\dot{m}_{am1} + \dot{m}_{am2})} \quad (5.10)$$

$$CPE = \frac{\dot{W}_{liq} + (\dot{E}_{gn4}^p - \dot{E}_{gn1}^p) + (\dot{E}_{gn1}^T - \dot{E}_{gn4}^T)}{(\dot{m}_{am1} + \dot{m}_{am2})(e_{am2} - e_{am}) + (\dot{E}_{gn1}^T - \dot{E}_{gn4}^T)} \quad (5.11)$$

$$\eta_{ex}^{econ} = \frac{\dot{W}_{liq} + (\dot{E}_{gn4}^p - \dot{E}_{gn1}^p)}{(\dot{E}_{gn1}^T - \dot{E}_{gn4}^T)} \quad (5.12)$$

5.5.1 Apresentação de resultados para os CTR

Apresentam-se nesta secção os resultados obtidos para os CTR. Na Figura 5.12 apresentam-se os resultados da otimização de cada ciclo. Para a solução de maior produção elétrica de cada ciclo apresentam-se: os valores das variáveis correspondentes (Tabela 5.9), as propriedades termodinâmicas em cada ponto (Tabela 5.10), os diagramas T - s (Figura 5.13), os parâmetros de operação (Tabela 5.11), os parâmetros de análise (Tabela 5.12) e a destruição de exergia total e em cada componente (Tabela 5.13). Para a solução de maior produção elétrica de cada ciclo e usando o caudal de GN de projeto apresentam-se os principais parâmetros na Tabela 5.14.

Ao analisar os resultados das otimizações (na Figura 5.12) é possível observar, para cada ciclo, a convergência da frente de pareto face ao aumento da população e número de gerações. Para os CTR2 e CTR3 (respetivamente os gráficos (b) e (c) da Figura 5.12), observa-se uma descontinuidade na frente de pareto. Como se trata de um processo de otimização multi-variável, para encontrar as melhores soluções o algoritmo explora todas as variáveis em simultâneo, pelo que o diagnóstico de certos fenómenos não é tão claro como para uma análise paramétrica. No entanto, verifica-se que (analisando a Figura 5.12 (b)) para o ponto “a” tem-se uma solução limite, com $x_4=90\%$ e para o ponto “b” tem-se outra solução limite, com $p_4=100\text{ kPa}$, como se pode observar na Figura 5.11. Significa, portanto, que o algoritmo procurou as soluções ótimas por dois caminhos distintos. Como de uma solução limite para a outra a capacidade de transferência de calor resultante é diferente, aparece a descontinuidade. Para o CTR3 e para o CTR+ED3 (ver Figura 5.12 (c)) verifica-se o mesmo fenómeno.

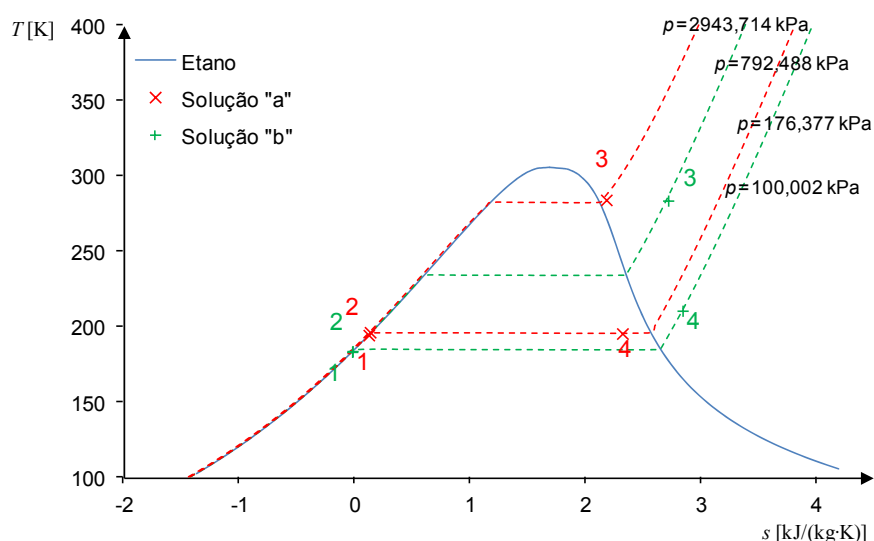
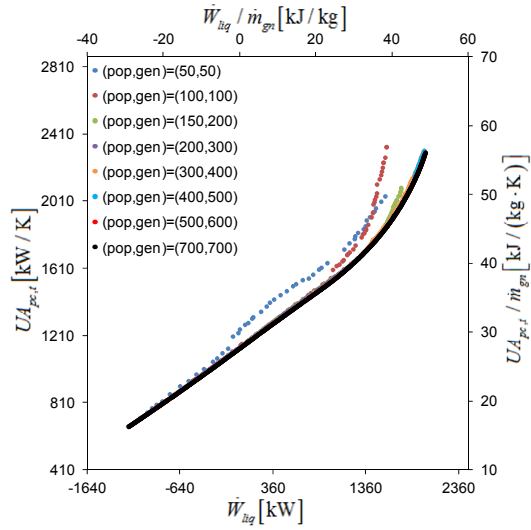
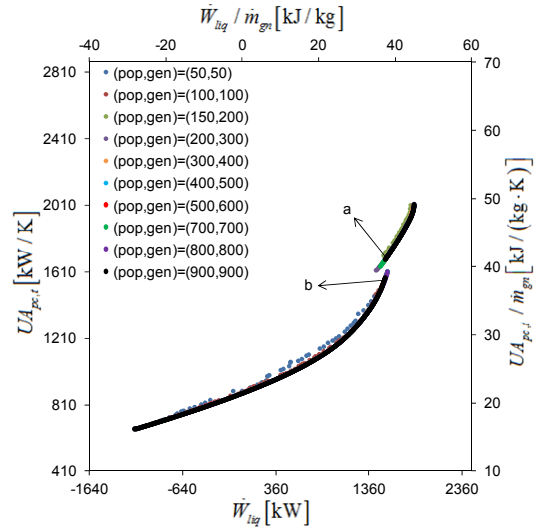


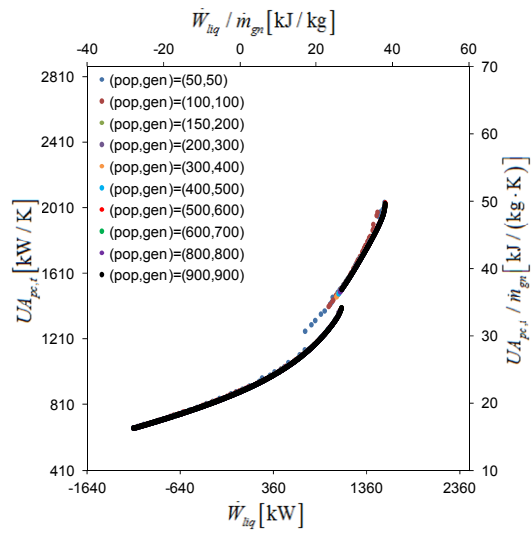
Figura 5.11: Representação dos pontos 1, 2, 3 e 4 para as soluções “a” e “b” do CTR2.



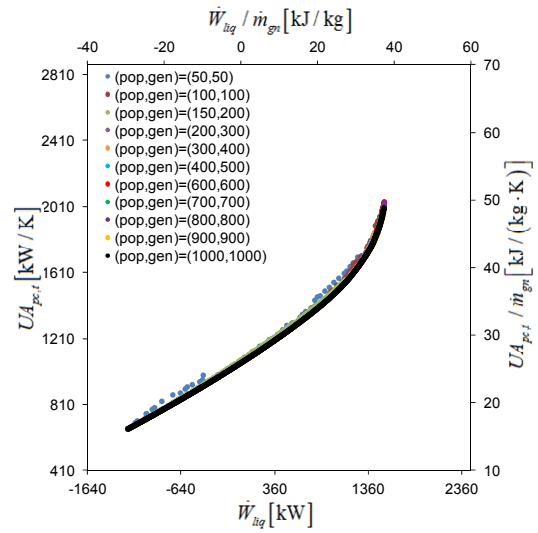
(a) CTR1 - Propano



(b) CTR2 - Etano



(c) CTR3 - Etileno



(d) CTR4 - Dióxido de carbono

Figura 5.12: Resultados da otimização de cada CTR.

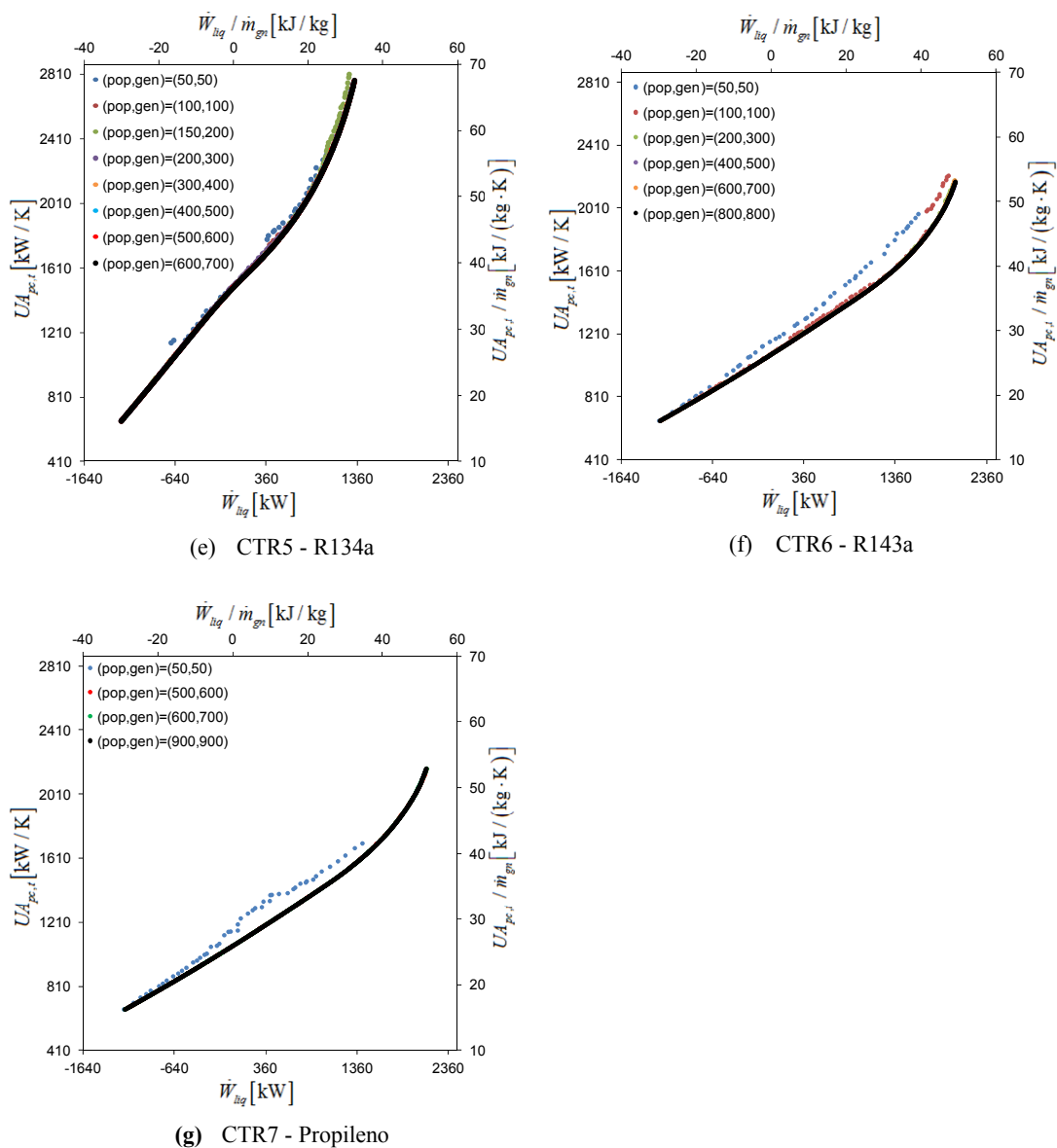


Figura 5.12 (continuação): Resultados da otimização de cada CTR.

Tabela 5.9: Valores das variáveis que resultam na maior produção elétrica para cada CTR.

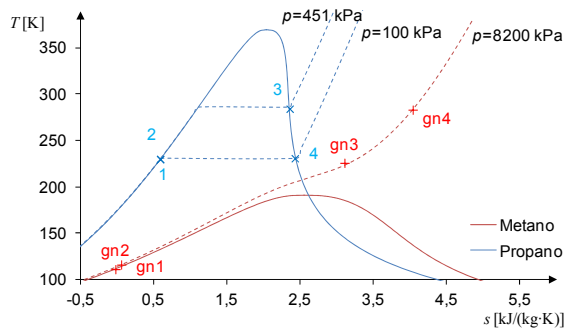
Ciclo	FT	\dot{m}_{ft} (kg/s)	T_3 (°C)	p_2 (kPa)	p_4 (kPa)
CTR1	Propano	1,24360	11,00	689,000	100,094
CTR2	Etano	0,86934	11,00	563,758	100,222
CTR3	Etileno	0,87811	11,00	618,114	143,677
CTR4	CO ₂	1,46230	11,00	3733,794	614,000
CTR5	R134a	2,78830	11,00	451,190	100,000
CTR6	R143a	2,21431	11,00	905,993	101,001
CTR7	Propileno	1,15480	10,98	842,031	101,039

Tabela 5.10: Propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo para cada CTR.

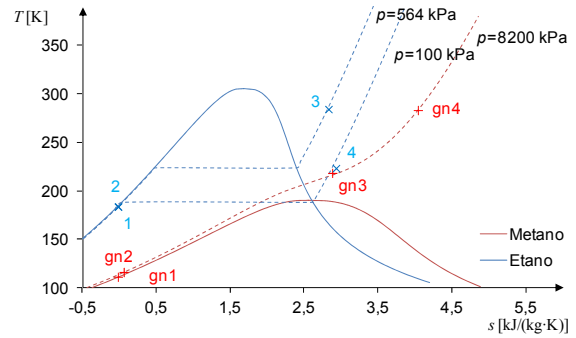
	Ponto	T (°C)	p (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	x (%)
CTR1 - Propano	gn1	-162,00	101,400	-1,799	-0,016	-
	gn2	-157,08	9085,873	28,363	0,062	-
	gn3	-47,39	8631,579	556,174	3,110	-
	gn4	10,00	8200,000	784,098	4,041	-
	1	-43,54	95,123	97,161	0,593	0,0
	2	-43,13	689,000	98,617	0,595	-
	3	11,00	654,550	586,738	2,362	-
	4	-42,38	100,129	521,583	2,432	99,0
CTR2 - Etano	gn1	-162,00	101,400	-1,799	-0,016	-
	gn2	-157,08	9085,873	28,363	0,063	-
	gn3	-54,85	8631,579	505,679	2883	-
	gn4	10,00	8200,000	784,098	4,041	-
	1	-89,73	95,211	-2,798	-0,015	0,0
	2	-89,43	563,758	-1,571	-0,013	-
	3	11,00	535,570	634,089	2,832	-
	4	-49,85	100,222	546,257	2,934	-
CTR3 - Etileno	gn1	-162,00	101,400	-1,799	-0,016	-
	gn2	-157,08	9085,873	28,363	0,063	-
	gn3	-55,51	8631,579	500,650	2,860	-
	gn4	10,00	8200,000	784,098	4,041	-
	1	-98,54	136,493	12,709	-0,016	0,0
	2	-98,23	618,114	13,937	0,063	-
	3	11,00	587,208	629,680	2,860	-
	4	-50,51	143,677	550,554	4,041	-
CTR4 – Dióxido de carbono	gn1	-162,00	101,400	-1,799	-0,016	-
	gn2	-157,08	9085,873	28,363	0,063	-
	gn3	-57,57	8631,579	484,550	2,785	-
	gn4	10,00	8200,000	784,098	4,041	-
	1	-53,79	583,300	85,477	0,0546	0,0
	2	-52,25	3733,794	89,323	0,551	-
	3	11,00	3547,104	447,693	1,903	-
	4	-52,56	614,000	397,442	1,960	90,0

Tabela 5.10 (continuação): Propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo para cada CTR.

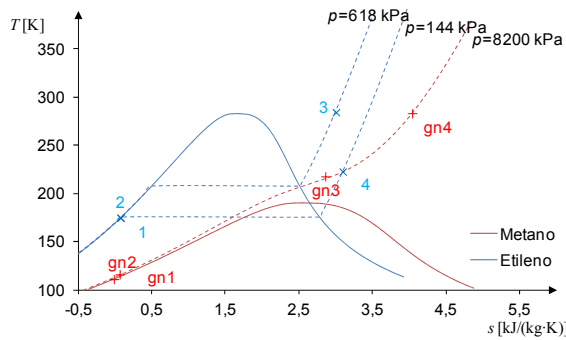
	Ponto	T (°C)	p (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	x (%)
CTR5 – R134a	gn1	-162,00	101,400	-1,799	-0,016	-
	gn2	-157,08	9085,873	28,363	0,063	-
	gn3	-31,364	8631,579	636,041	3,453	-
	gn4	10,00	8200,000	784,098	4,041	-
	1	-27,473	95,000	164,018	0,862	0,0
	2	-27,279	451,190	164,386	0,862	-
	3	11,00	428,631	404,875	1,722	-
	4	-26,361	100,000	381,956	1,745	99,7
CTR6 – R143a	gn1	-162,00	101,400	-1,799	-0,016	-
	gn2	-157,08	9085,873	28,363	0,063	-
	gn3	-52,31	8631,579	524,145	2,967	-
	gn4	10,00	8200,000	784,098	4,041	-
	1	-48,38	95,951	132,186	0,729	0,0
	2	-47,88	905,993	133,175	0,731	-
	3	11,00	587,208	393,043	1,680	-
	4	-47,31	101,001	356,085	1,721	98,1
CTR7 - Propileno	gn1	-162,00	101,400	-1,799	-0,016	-
	gn2	-157,08	9085,873	28,363	0,063	-
	gn3	-52,68	8631,579	521,521	2,955	-
	gn4	10,00	8200,000	784,098	4,041	-
	1	-48,80	95,987	87,525	0,551	0,0
	2	-48,31	842,031	89,267	0,553	-
	3	10,98	799,929	587,384	2,364	-
	4	-47,68	101,039	514,575	2,445	96,7



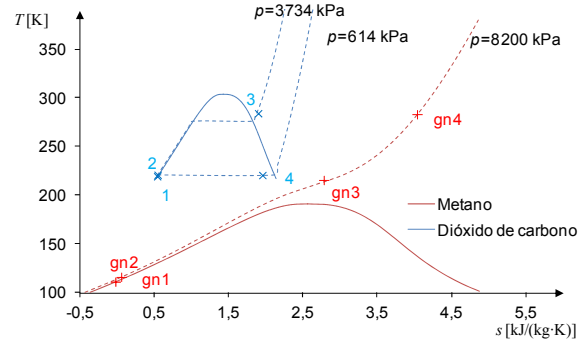
(a) CTR1 - Propano



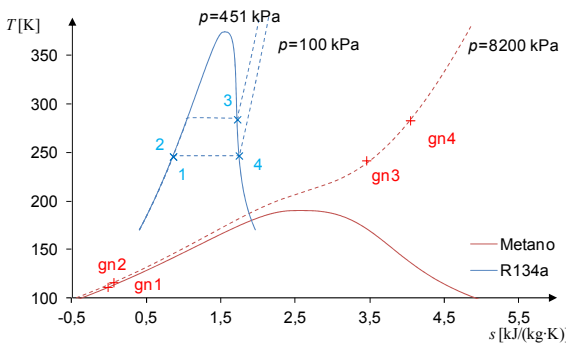
(b) CTR2 - Etano



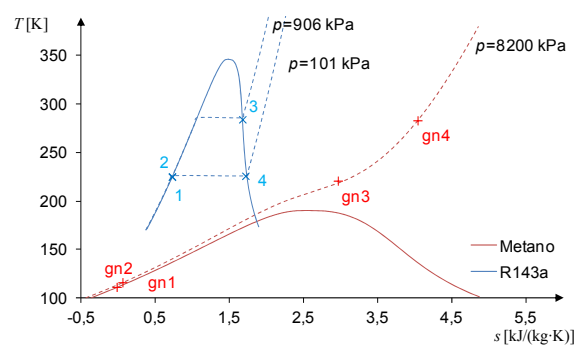
(c) CTR3 - Etileno



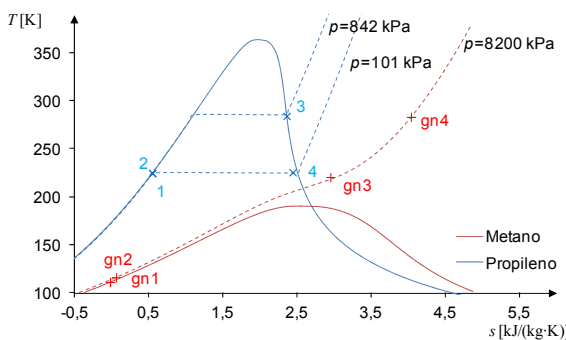
(d) CTR4 - Dióxido de carbono



(e) CTR5 - R134a



(f) CTR6 - R143a



(g) CTR7 - Propileno

Figura 5.13: Diagramas T - s da solução de maior produção elétrica para cada CTR.

Tabela 5.11: Parâmetros de operação para a solução de maior produção elétrica para cada CTR.

Ciclo	FT	$\dot{m}_{am1} / \dot{m}_{gn}$	$\dot{m}_{am2} / \dot{m}_{gn}$	w_{bogn}	w_{boft}	w_{boam1}	w_{boam2}	w_{tuft}	q_{pc1}	q_{pc2}	q_{pc3}
		(kg/s)	(kg/s)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)
CTR1	Propano	6,794	18,095	30,163	1,811	0,053	0,140	81,026	527,811	227,923	607,027
CTR2	Etano	8,299	16,472	30,163	1,067	0,064	0,128	76,355	477,316	278,419	552,604
CTR3	Etileno	8,449	16,117	30,163	1,078	0,065	0,125	69,481	472,286	283,448	540,689
CTR4	CO ₂	8,929	15,621	30,163	5,624	0,069	0,121	73,482	456,187	299,548	524,045
CTR5	R134a	4,413	19,988	30,163	1,027	0,034	0,155	63,905	607,678	148,057	670,555
CTR6	R143a	7,749	17,153	30,163	2,190	0,060	0,133	81,835	495,782	259,953	575,427
CTR7	Propileno	7,827	17,147	30,163	2,012	0,061	0,133	84,080	493,158	262,577	575,226

Tabela 5.12: Parâmetros de análise para a solução de maior produção elétrica para cada CTR.

Ciclo	FT	η_{ex} (%)	η_{ex}^R (%)	CPE (-)	η_{ex}^{econ} (%)	$UA_{pc,t} / \dot{m}_{gn} \left(\frac{kW / K}{kg / s} \right)$	w_{liq} (kJ/kg)
CTR1	Propano	7,503	68,290	1,058	7,629	56,025	48,874
CTR2	Etano	7,129	67,902	1,055	7,249	49,166	44,934
CTR3	Etileno	6,477	67,224	1,048	6,585	49,654	38,050
CTR4	CO ₂	6,425	67,170	1,048	6,532	49,686	37,505
CTR5	R134a	5,953	66,680	1,043	6,051	67,487	32,526
CTR6	R143a	7,542	68,331	1,059	7,670	53,062	49,290
CTR7	Propileno	7,772	68,569	1,061	7,903	52,906	51,712

Tabela 5.13: Destruição de exergia em cada componente e total para cada CTR.

Ciclo	FT	e_d^{bogn} [kJ/kg]	e_d^{boft} [kJ/kg]	e_d^{boam1} [kJ/kg]	e_d^{boam2} [kJ/kg]	e_d^{tuft} [kJ/kg]	e_d^{pc1} [kJ/kg]	e_d^{pc2} [kJ/kg]	e_d^{pc3} [kJ/kg]	e_d^{total} [kJ/kg]
CTR1	Propano	22,961	0,688	0,016	0,042	25,562	221,340	38,337	19,931	328,877
CTR2	Etano	22,961	0,507	0,019	0,039	25,745	74,570	53,048	156,012	332,900
CTR3	Etileno	22,961	0,539	0,020	0,038	23,505	41,391	54,631	196,845	339,930
CTR4	CO ₂	22,961	2,227	0,021	0,037	24,247	190,577	59,834	40,582	340,486
CTR5	R134a	22,961	0,365	0,010	0,047	18,848	270,081	20,167	13,091	345,570
CTR6	R143a	22,961	0,849	0,018	0,040	26,375	206,355	47,413	24,440	328,452
CTR7	Propileno	22,961	0,782	0,018	0,040	27,143	205,223	48,197	21,613	325,978

Tabela 5.14: Principais parâmetros para a solução de maior produção elétrica de cada CTR, para o caudal de GN de projeto.

Ciclo	FT	\dot{W}_{bogn} (kW)	\dot{W}_{boft} (kW)	\dot{W}_{boam1} (kW)	\dot{W}_{boam2} (kW)	\dot{W}_{tuft} (kW)	\dot{Q}_{pc1} (kW)	\dot{Q}_{pc2} (kW)	\dot{Q}_{pc3} (kW)	$UA_{pc,t}$ (kW/K)	\dot{W}_{net} (kW)
CTR1	Propano	1236,666	74,232	2,157	5,745	3322,076	21640,268	9344,855	24888,112	2297,009	2003,276
CTR2	Etano	1236,666	43,744	2,635	5,230	3130,570	19569,949	11415,174	22656,776	2015,787	1842,296
CTR3	Etileno	1236,666	44,212	2,682	5,117	2848,716	19363,764	11621,359	22168,268	2035,832	1560,039
CTR4	CO ₂	1236,666	230,597	2,835	4,960	3012,758	18703,672	12281,451	21485,833	2037,132	1537,701
CTR5	R134a	1236,666	42,117	1,401	6,346	2620,099	24914,786	6070,337	27492,769	2766,970	1333,570
CTR6	R143a	1236,666	89,778	2,460	5,446	3355,238	20327,067	10658,056	23592,527	2175,539	2020,888
CTR7	Propileno	1236,666	82,482	2,485	5,444	3447,286	20219,459	10765,664	23584,263	2169,147	2120,209

5.5.2 Análise paramétrica dos CTR

A análise paramétrica mostrou que, para os CTR1 e para os CTR5, a influência de cada variável é semelhante aos resultados apresentados para o CTR+ED1. Nos restantes CTR, apenas para p_4 se obteve um resultado diferente, observando-se um intervalo de p_4 no qual as soluções não são válidas devido à não condensação do FT. Os valores aproximados de p_4 que limitam cada um desses intervalos apresentam-se na Tabela 5.15.

Tabela 5.15: Valores de p_4 para os quais o FT não condensa, para diferentes CTR.

	CTR2 - Etano	CTR3 - Etileno	CTR4 - CO ₂	CTR6 - R143a	CTR7 - Propileno
p_4 (kPa)	100 a 144	100 a 144	546 a 614	100 a 101	100 a 101

5.6 Ciclo tipo Rankine com expansão direta – CTR+ED

Na Figura 5.14 representa-se a configuração do CTR+ED que usa a água do mar como fonte de calor.

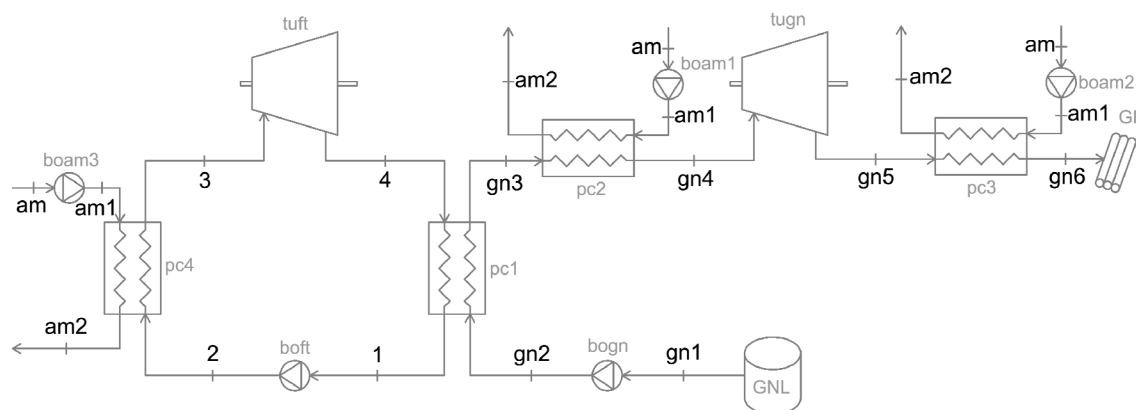


Figura 5.14: Esquema do CTR+ED.

O CTR+ED trata-se de um ciclo de Rankine acoplado a um CED. O funcionamento do ciclo aberto de GN descreveu-se na secção 5.4 e o funcionamento do ciclo de Rankine descreveu-se na secção 5.5. As variáveis neste ciclo são: o caudal de FT (\dot{m}_{ft}), a pressão depois da bomba de GN (p_{gn2}), a temperatura no ponto gn4 (T_{gn4}), a temperatura do FT antes da turbina (T_3), a pressão depois da bomba do FT (p_2) e a pressão à saída da turbina do FT (p_4).

Neste ciclo, para certas soluções a temperatura à saída da turbina de GN, $T_{gn5} > T_{am2} - \Delta T_{apr}$, pelo que nesses casos usa-se $T_{am2_3} = T_{gn5} + \Delta T_{apr}$ (tal fenómeno foi explicado na secção 3.2.1). No entanto, isso não se verifica em nenhuma das soluções de maior produção elétrica.

As eficiências exergéticas dos CTR+ED são idênticas às dos CTR:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{liq} + (\dot{E}_{gn6}^p - \dot{E}_{gn1}^p)}{(\dot{m}_{am1} + \dot{m}_{am3})(e_{am2} - e_{am}) + \dot{m}_{am2}(e_{am2_3} - e_{am}) + (\dot{E}_{gn1}^T - \dot{E}_{gn6}^T)} \quad (5.13)$$

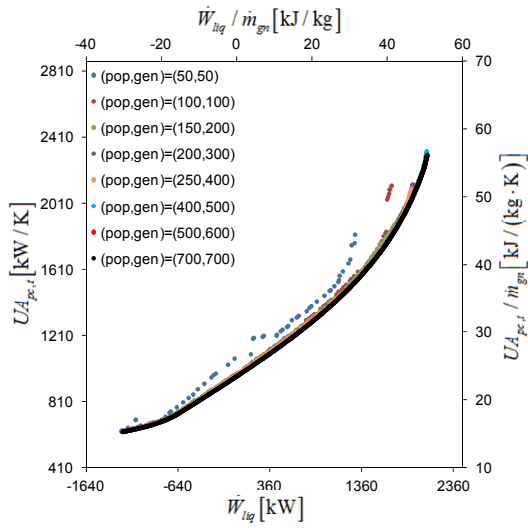
$$\eta_{ex}^R = \frac{\dot{W}_{liq} + \dot{E}_{gn6} + e_{am2}(\dot{m}_{am1} + \dot{m}_{am3}) + e_{am2_3} \cdot \dot{m}_{am2}}{\dot{E}_{gn1} + e_{am}(\dot{m}_{am1} + \dot{m}_{am2} + \dot{m}_{am3})} \quad (5.14)$$

$$CPE = \frac{\dot{W}_{liq} + (\dot{E}_{gn6}^p - \dot{E}_{gn1}^p) + (\dot{E}_{gn1}^T - \dot{E}_{gn6}^T)}{(\dot{m}_{am1} + \dot{m}_{am3})(e_{am2} - e_{am}) + \dot{m}_{am2}(e_{am2_3} - e_{am}) + (\dot{E}_{gn1}^T - \dot{E}_{gn6}^T)} \quad (5.15)$$

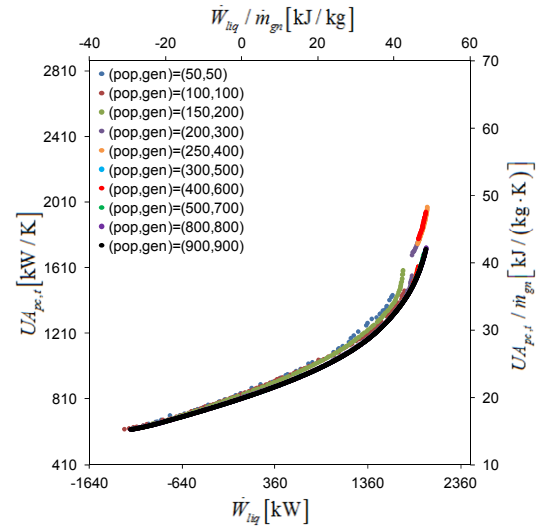
$$\eta_{ex}^{econ} = \frac{\dot{W}_{liq} + (\dot{E}_{gn6}^p - \dot{E}_{gn1}^p)}{(\dot{E}_{gn1}^T - \dot{E}_{gn6}^T)} \quad (5.16)$$

5.6.1 Apresentação de resultados para os CTR+ED

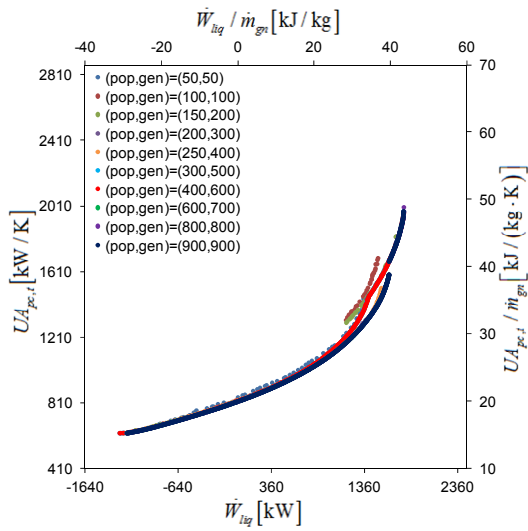
Apresentam-se nesta secção os resultados obtidos para os CTR+ED. Na Figura 5.15 apresentam-se os resultados da otimização de cada ciclo. Para a solução de maior produção elétrica de cada ciclo apresentam-se: os valores das variáveis correspondentes (Tabela 5.16), as propriedades termodinâmicas em cada ponto (Tabela 5.17), os diagramas $T-s$ (Figura 5.16), os parâmetros de operação (Tabela 5.18), os parâmetros de análise (Tabela 5.19) e a destruição de exergia total e em cada componente (Tabela 5.20). Para a solução de maior produção elétrica de cada ciclo e usando o caudal de GN de projeto apresentam-se os principais parâmetros na Tabela 5.21.



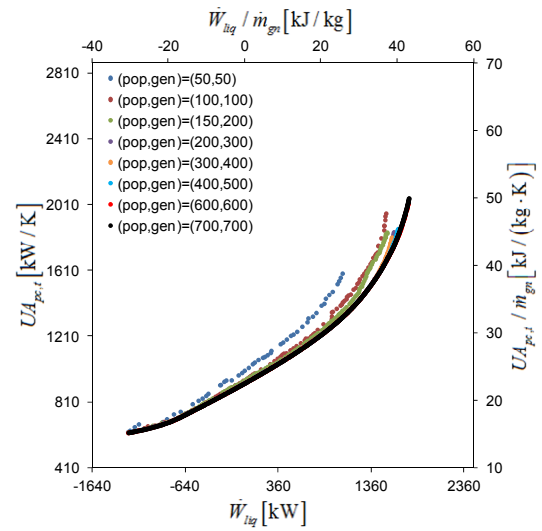
(a) CTR+ED1 - Propano



(b) CTR+ED2 - Etano

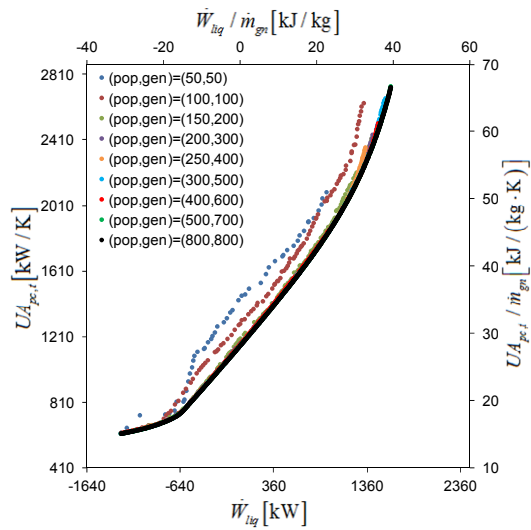


(c) CTR+ED3 - Etileno

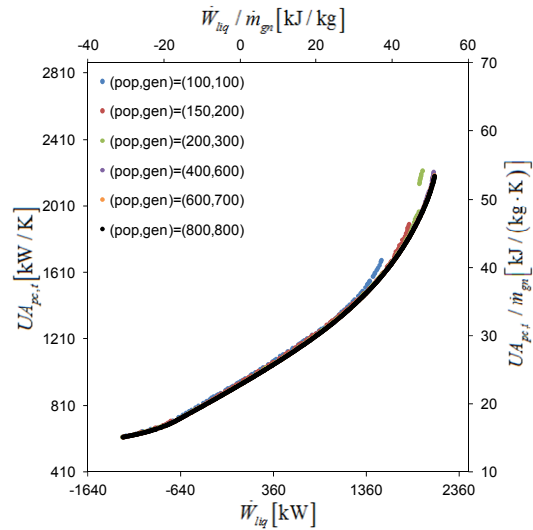


(d) CTR+ED4 - Dióxido de carbono

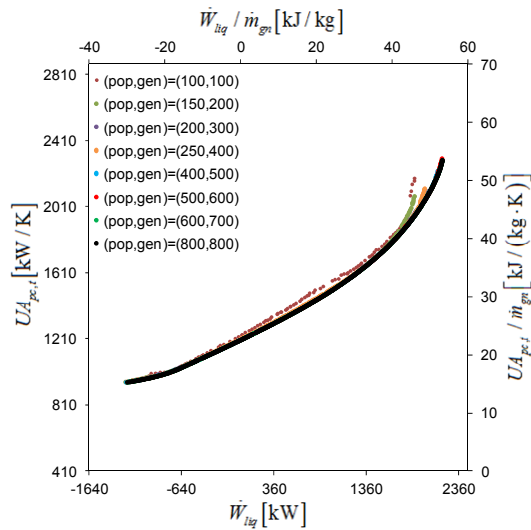
Figura 5.15: Resultados da otimização de cada CTR+ED.



(e) CTR+ED5 - R134a



(f) CTR+ED6 - R143a



(g) CTR+ED7 - Propileno

Figura 5.15: (continuação): Resultados da otimização de cada CTR+ED.

Tabela 5.16: Valores das variáveis que resultam na maior produção elétrica para cada CTR+ED.

Ciclo	FT	\dot{m}_{ft} (kg/s)	p_{gn2} (kPa)	T_{gn4} (°C)	T_3 (°C)	p_2 (kPa)	p_4 (kPa)
CTR+ED1	Propano	0,9897	14703,838	11,00	11,00	689,000	100,000
CTR+ED2	Etano	0,5800	14995,618	11,00	11,00	2927,094	162,068
CTR+ED3	Etileno	0,6310	15000,000	11,00	11,00	779,320	142,260
CTR+ED4	CO ₂	1,1320	15000,000	11,00	11,00	3669,871	557,598
CTR+ED5	R134a	2,2780	14990,000	11,00	11,00	451,152	100,000
CTR+ED6	R143a	1,7499	15000,000	11,00	11,00	905,863	100,000
CTR+ED7	Propileno	0,9220	14645,314	11,00	11,00	842,444	100,684

Tabela 5.17: Propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo para cada CTR+ED.

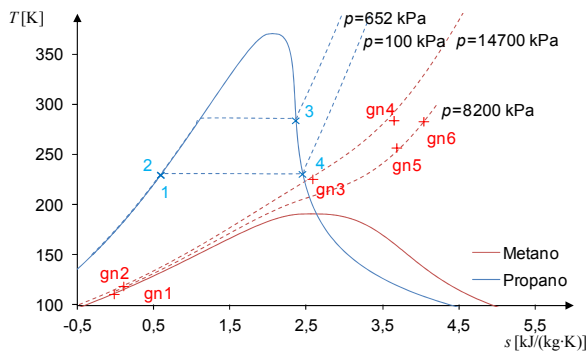
	Ponto	T (°C)	p (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	x (%)
CTR+ED1 - Propano	gn1	-162,00	101,400	-1,799	-0,016	-
	gn2	-154,05	14703,838	47,059	0,109	-
	gn3	-47,42	13968,646	467,134	2,587	-
	gn4	11,00	13270,214	730,892	3,651	-
	gn5	-16,15	8631,579	694,359	3,687	-
	gn6	10,00	8200,000	784,098	4,041	-
	1	-43,56	95,000	97,096	0,593	0,0
	2	-43,16	689,000	98,552	0,595	-
	3	11,00	654,550	586,738	2,362	-
	4	-42,41	100,000	521,542	2,432	99,0
CTR+ED2 - Etano	gn1	-162,00	101,400	-1,799	-0,016	-
	gn2	-153,89	14995,618	48,026	0,112	-
	gn3	-84,40	14245,837	298,563	1,769	-
	gn4	11,00	13533,545	728,266	3,634	-
	gn5	-17,29	8631,579	690,335	3,671	-
	gn6	10,00	8200,000	784,098	4,041	-
	1	-80,45	153,965	20,027	0,106	0,0
	2	-78,58	2927,094	27,440	0,117	-
	3	11,00	2780,739	563,511	2,191	-
	4	-79,40	162,068	451,890	2,335	90,0
CTR+ED3 - Etileno	gn1	-162,00	101,400	-1,799	-0,016	-
	gn2	-153,89	15000,000	48,041	0,112	-
	gn3	-65,42	14250,000	379,491	2,177	-
	gn4	11,00	13537,500	728,267	3,634	-
	gn5	-17,30	8631,579	690,275	3,671	-
	gn6	10,00	8200,000	784,098	4,041	-
	1	-98,72	135,147	12,271	0,071	0,0
	2	-98,30	779,320	13,913	0,074	-
	3	11,00	740,354	626,873	2,929	-
	4	-60,42	142,260	537,347	3,039	-

Tabela 5.17 (continuação): Propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo para cada CTR+ED.

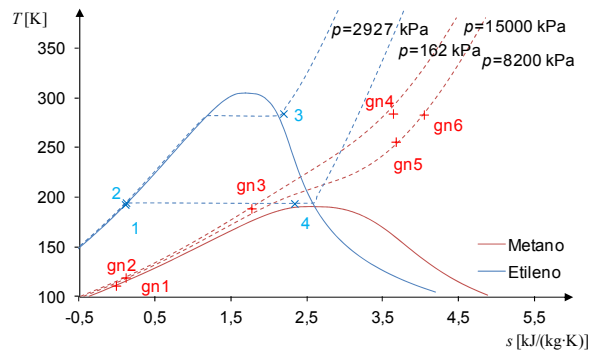
	Ponto	T (°C)	p (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	x (%)
CTR+ED4 – Dióxido de carbono	gn1	-162,00	101,400	-1,799	-0,016	-
	gn2	-153,89	15000,000	48,041	0,112	-
	gn3	-59,87	14250,000	379,491	0,405	-
	gn4	11,00	13537,500	728,267	0,728	-
	gn5	-17,30	8631,579	690,275	690	-
	gn6	10,00	8200,000	784,098	4,041	-
	1	-56,04	529,718	12,271	0,081	0,0
	2	-54,54	3669,871	13,913	0,085	-
	3	11,00	3486,378	626,873	0,449	-
	4	-54,85	557,598	537,347	0,396	90,0
CTR+ED5 – R134a	gn1	-162,00	101,400	-1,799	-0,016	-
	gn2	-153,89	14990,000	48,008	0,112	-
	gn3	-31,36	14240,500	544,476	2,912	-
	gn4	11,00	13528,475	728,316	3,634	-
	gn5	-17,27	8631,579	690,412	3,671	-
	gn6	10,00	8200,000	784,098	4,041	-
	1	-27,47	95,000	164,018	0,862	0,0
	2	-27,28	451,152	164,386	0,862	-
	3	11,00	428,594	404,876	1,722	-
	4	-26,36	100,000	381,958	1,745	99,7
CTR+ED6 – R143a	gn1	-162,00	101,400	-1,799	-0,016	-
	gn2	-153,89	15000,000	48,041	0,112	-
	gn3	-52,520	14250,000	440,053	2,460	-
	gn4	11,00	13537,500	728,227	3,634	-
	gn5	-17,30	8631,579	690,725	3,671	-
	gn6	10,00	8200,000	784,098	4,041	-
	1	-48,59	95,000	131,912	0,728	0,0
	2	-48,09	905,863	132,901	0,729	-
	3	11,00	860,570	393,047	1,680	-
	4	-47,52	100,000	355,931	1,721	98,1

Tabela 5.17 (continuação): Propriedades termodinâmicas em cada ponto do ciclo para cada CTR+ED.

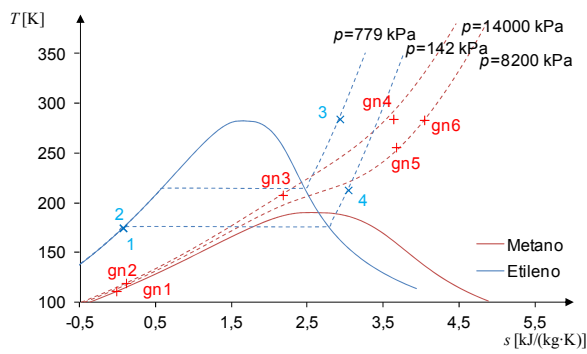
	Ponto	T (°C)	p (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	x (%)
CTR+ED7 - Propileno	gn1	-162,00	101,400	-1,799	-0,016	-
	gn2	-154,08	14645,314	46,465	0,109	-
	gn3	-52,80	13913,044	440,657	0,247	-
	gn4	11,00	13217,396	731,424	3,655	-
	gn5	-15,92	8631,579	695,177	3,690	-
	gn6	10,00	8200,000	784,098	4,041	-
	1	-48,88	95,650	87,357	0,550	0,0
	2	-48,39	842,444	89,102	0,552	-
	3	11,00	800,322	587,403	2,364	-
	4	-47, 76	100,684	514,464	2,445	96,7



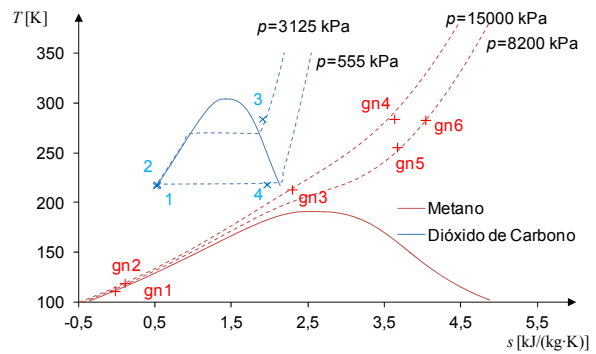
(a) CTR+ED1 - Propano



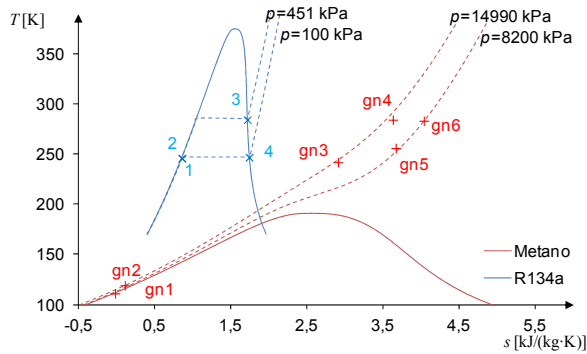
(b) CTR+ED 2 - Etano



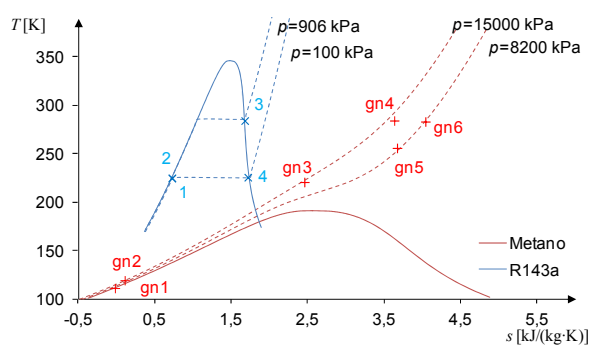
(c) CTR+ED 3 - Etileno



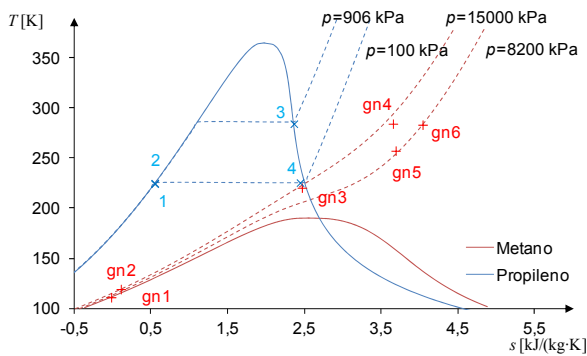
(d) CTR+ED 4 – Dióxido de carbono



(e) CTR+ED 5 - R134a



(f) CTR+ED 6 - R143a



(g) CTR+ED 7 - Propileno

Figura 5.16: Diagramas T - s da solução de maior produção elétrica para cada CTR+ED.

Tabela 5.18: Parâmetros de operação para a solução de maior produção elétrica para cada CTR+ED.

Ciclo	FT	$\dot{m}_{am1} / \dot{m}_{gn}$ (kg/s)	$\dot{m}_{am2} / \dot{m}_{gn}$ (kg/s)	$\dot{m}_{am3} / \dot{m}_{gn}$ (kg/s)	w_{bogn} (kJ/kg)	w_{boft} (kJ/kg)	w_{boam1} (kJ/kg)	w_{boam2} (kJ/kg)
CTR+ED1	Propano	7,862	2,675	14,402	48,858	1,441	0,061	0,021
CTR+ED2	Etano	12,811	2,795	9,268	49,826	4,301	0,099	0,021
CTR+ED3	Etileno	10,399	2,797	11,529	49,840	1,036	0,081	0,022
CTR+ED4	CO ₂	9,639	2,797	12,282	49,840	4,311	0,075	0,022
CTR+ED5	R134a	5,481	2,793	16,330	49,807	0,839	0,042	0,022
CTR+ED6	R143a	8,590	2,797	13,570	49,840	1,731	0,067	0,022
CTR+ED7	Propileno	8,667	2,651	13,695	48,664	1,608	0,067	0,021
Ciclo	FT	w_{boam3} (kJ/kg)	w_{tugn} (kJ/kg)	w_{tuft} (kJ/kg)	q_{pc1} (kJ/kg)	q_{pc2} (kJ/kg)	q_{pc3} (kJ/kg)	q_{pc4} (kJ/kg)
CTR+ED1	Propano	1,115	36,533	64,524	420,074	263,759	89,739	483,158
CTR+ED2	Etano	0,072	37,931	64,755	250,537	429,703	937,628	310,991
CTR+ED3	Etileno	0,089	37,952	56,513	331,450	348,736	938,226	386,926
CTR+ED4	CO ₂	0,095	37,952	59,508	356,946	348,736	938,226	386,926
CTR+ED5	R134a	0,126	37,905	52,207	496,469	183,840	93,686	547,836
CTR+ED6	R143a	0,105	37,952	64,948	392,012	288,174	93,822	455,229
CTR+ED7	Propileno	0,106	36,247	67,250	393,793	290,766	88,921	459,435

Tabela 5.19: Parâmetros de análise para a solução de maior produção elétrica para cada CTR+ED.

Ciclo	FT	η_{ex} (%)	η_{ex}^R (%)	CPE (-)	η_{ex}^{econ} (%)	$UA_{pc,t} / \dot{m}_{gn} \left(\frac{\text{kW} / \text{K}}{\text{kg} / \text{s}} \right)$	w_{liq} (kJ/kg)
CTR+ED1	Propano	7,662	68,456	1,060	7,793	56,132	50,565
CTR+ED2	Etano	7,452	68,238	1,058	7,579	42,040	48,366
CTR+ED3	Etileno	6,981	67,748	1,053	7,099	48,224	43,396
CTR+ED4	CO ₂	6,955	67,721	1,053	7,072	49,916	43,117
CTR+ED5	R134a	6,592	67,344	1,049	6,703	66,587	39,275
CTR+ED6	R143a	7,716	68,512	1,060	7,848	53,385	51,134
CTR+ED7	Propileno	7,900	68,700	1,062	8,000	53,484	53,032

Tabela 5.20: Destruição de exergia em cada componente e total para cada CTR+ED.

Ciclo	FT	e_d^{bogn}	e_d^{boft}	e_d^{boam1}	e_d^{boam2}	e_d^{boam3}	e_d^{tugn}	e_d^{tuft}	e_d^{pc1}	e_d^{pc2}	e_d^{pc3}	e_d^{pc4}	e_d^{total}
		[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]
CTR+ED1	Propano	36,500	0,548	0,018	0,006	0,034	10,399	20,354	191,222	40,655	11,540	15,873	327,150
CTR+ED2	Etano	37,187	1,935	0,030	0,007	0,022	10,847	24,322	106,074	104,282	11,540	12,001	329,409
CTR+ED3	Etileno	37,197	0,518	0,024	0,007	0,027	10,853	20,140	55,949	68,067	12,008	129,701	334,492
CTR+ED4	CO ₂	37,197	1,724	0,023	0,007	0,029	10,853	19,836	160,597	58,822	12,008	33,677	334,772
CTR+ED5	R134a	37,173	0,298	0,013	0,007	0,038	10,838	15,398	229,652	22,571	11,992	10,699	338,679
CTR+ED6	R143a	37,197	0,672	0,020	0,007	0,032	10,853	20,952	177,849	47,529	12,008	19,450	326,569
CTR+ED7	Propileno	36,362	0,625	0,020	0,006	0,032	10,308	21,718	178,485	48,350	11,449	17,277	324,632

Tabela 5.21: Principais parâmetros para a solução de maior produção elétrica de cada CTR+ED, para o caudal de GN de projeto.

Ciclo	FT	\dot{W}_{bogn} (kW)	\dot{W}_{boft} (kW)	\dot{W}_{boam1} (kW)	\dot{W}_{boam2} (kW)	\dot{W}_{boam3} (kW)	\dot{W}_{tugn} (kW)	\dot{W}_{tuft} (kW)
CTR+ED1	Propano	2003,181	59,085	2,496	0,849	4,573	1497,856	2645,499
CTR+ED2	Etano	2042,866	176,331	4,067	0,887	2,943	1555,171	2654,955
CTR+ED3	Etileno	2043,453	42,487	3,301	0,888	3,662	1556,016	2317,018
CTR+ED4	CO ₂	2043,453	176,756	3,059	0,888	3,901	1556,016	2439,836
CTR+ED5	R134a	2042,094	34,405	1,740	0,887	5,185	1554,086	2140,480
CTR+ED6	R143a	2043,453	70,986	2,727	0,888	4,308	1556,016	2662,860
CTR+ED7	Propileno	1995,222	65,910	2,752	0,842	4,348	1486,117	2757,249

Ciclo	FT	\dot{Q}_{pc1} (kW)	\dot{Q}_{pc2} (kW)	\dot{Q}_{pc3} (kW)	\dot{Q}_{pc4} (kW)	$UA_{pc,t}$ (kW/K)	\dot{W}_{liq} (kW)
CTR+ED1	Propano	17 223,067	10 814,099	3679,296	19 527,412	2301,430	2073,170
CTR+ED2	Etano	10 272,017	17 617,823	38 442,748	12 750,631	1723,624	1983,006
CTR+ED3	Etileno	13 589,435	14 298,191	3846,725	15 863,967	1977,179	1779,244
CTR+ED4	CO ₂	14 634,794	13 252,833	3846,725	16 897,874	2046,563	1767,795
CTR+ED5	R134a	20 355,209	7537,439	3841,132	22 461,285	2730,061	1610,256
CTR+ED6	R143a	16 072,495	11 815,132	3846,725	18 664,369	2188,793	2096,513
CTR+ED7	Propileno	16 145,493	11 921,422	3645,769	18 836,832	2192,837	2174,292

5.6.2 Análise paramétrica dos CTR+ED

5.6.2.1 Análise paramétrica detalhada do CTR+ED1

Nesta secção apresenta-se detalhadamente a análise paramétrica do CTR+ED1. Para os restantes CTR+ED apresenta-se a análise paramétrica resumida, de maneira a evitar repetição.

Apresenta-se no gráfico da Figura 5.17 a análise paramétrica de \dot{m}_{ft} . Verifica-se que quanto maior o caudal de FT maior a potência líquida e maior a capacidade de transferência de calor necessária. De notar que quando $\dot{m}_{ft} = 0,990$ kg/s a solução deixa de ser válida pois o FT já não condensa totalmente.

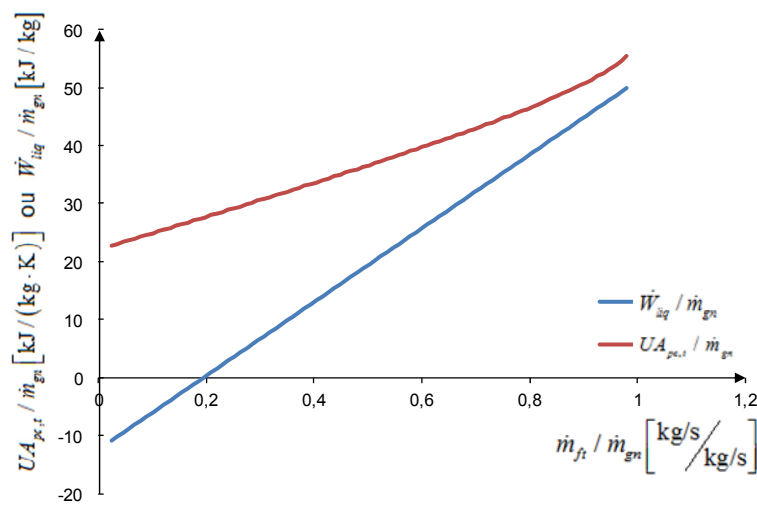


Figura 5.17: Análise paramétrica a \dot{m}_{ft} para o CTR+ED1.

No gráfico da Figura 5.18 apresenta-se a análise paramétrica a p_{gn2} . Para $p_{gn2} \approx 10\,800$ kPa é visível uma alteração no declive de $UA_{pc,t}$. Tal acontece porque antes de $p_{gn2} \approx 10\,800$ kPa T_{gn5} aumenta para além de $T_{am2} - \Delta T_{apr}$, o que leva a um aumento de T_{am2} no “pc3” (fenómeno explicado na secção 3.2.1). A partir de $p_{gn2} \approx 10\,800$ kPa isso já não acontece e volta a ser possível usar o $\Delta T_{ecológico}$ e o crescimento da capacidade de transferência de calor necessária é menos acentuado. A partir de $p_{gn2} \approx 14\,704$ kPa o sistema deixa de funcionar pois o FT não condensa.

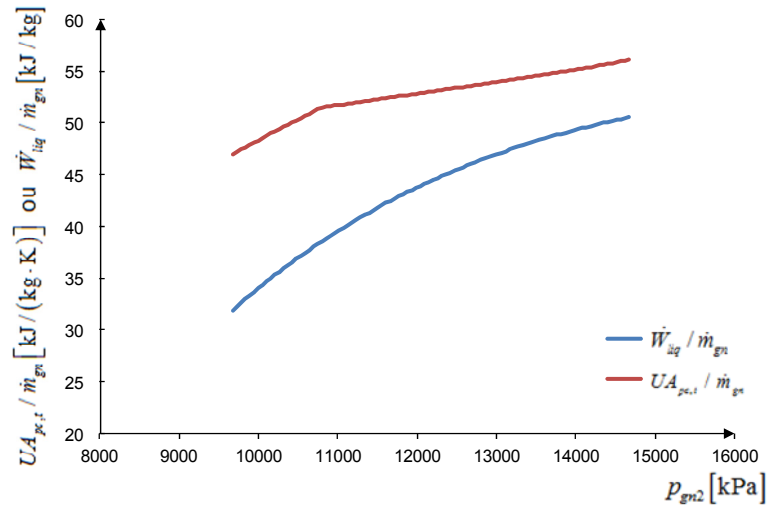


Figura 5.18: Análise paramétrica a p_{gn2} para o CTR+ED1.

No gráfico da Figura 5.19 apresenta-se a análise paramétrica de T_{gn4} para o CTR+ED1. É possível observar as evoluções da capacidade de transferência de calor e da potência líquida com T_{gn4} : inicialmente ambas as curvas permanecem aproximadamente constantes, começando depois a crescer, a potência líquida primeiro que a capacidade de transferência de calor.

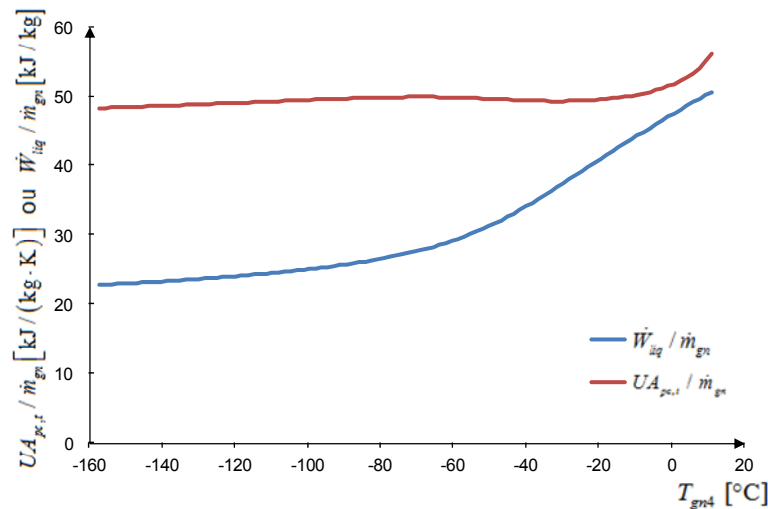


Figura 5.19: Análise paramétrica a T_{gn4} para o CTR+ED1.

No gráfico da Figura 5.20 apresenta-se a análise paramétrica de T_3 para o CTR+ED1. Ao variar T_3 verifica-se que apenas existe solução válida para o seu valor máximo, 11 °C. Tal era expectável pois a análise paramétrica foi feita para a pressão p_2 máxima, para a qual o FT apenas vaporiza para T_3 máxima.

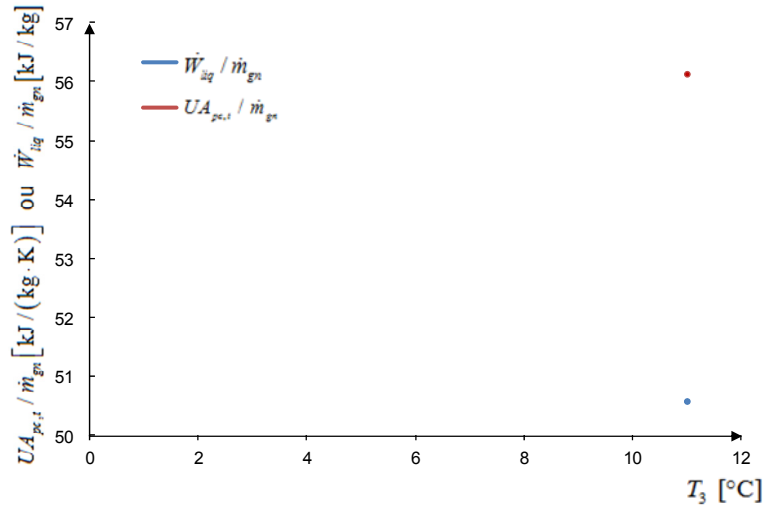


Figura 5.20: Análise paramétrica a T_3 para o CTR+ED1.

No gráfico da Figura 5.21 apresenta-se a análise paramétrica de p_2 para o CTR+ED1. Ao analisar o gráfico verifica-se que, a partir de uma dada pressão, o sistema deixa de funcionar, pois o FT não condensa e, para $p_2 = 689$ kPa (valor obtido na otimização), o FT volta a condensar e a solução volta a ser válida. Na prática, atingir tal pressão com tão elevada precisão pode não ser viável. Mas verifica-se que, ao aumentar ligeiramente p_4 , o intervalo de p_2 para o qual o sistema funciona, aumenta logo consideravelmente, como pode ser observado no gráfico da Figura 5.22, que representa a mesma análise paramétrica mas para $p_4 = 102$ kPa. Tal significa que embora esta solução ótima exata fosse difícil de conseguir tecnicamente, uma solução semelhante seria possível ajustando ligeiramente p_4 . Para $p_4 = 103$ kPa já todo o domínio de p_2 é válido.

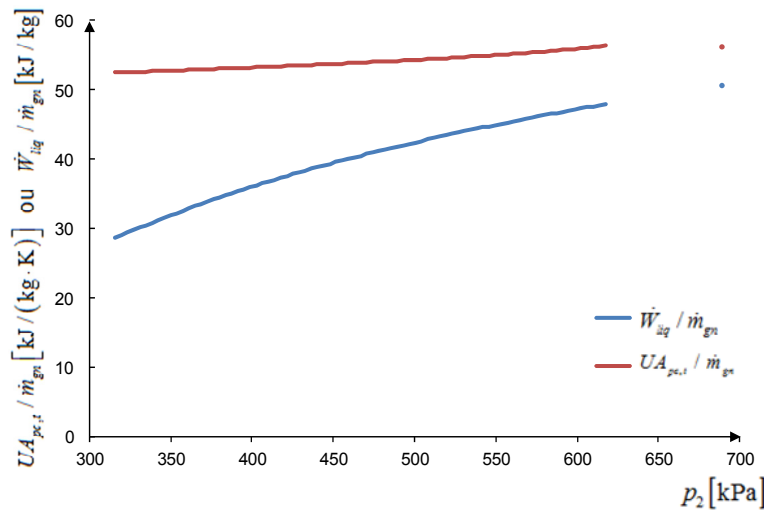


Figura 5.21: Análise paramétrica a p_2 para o CTR+ED1.

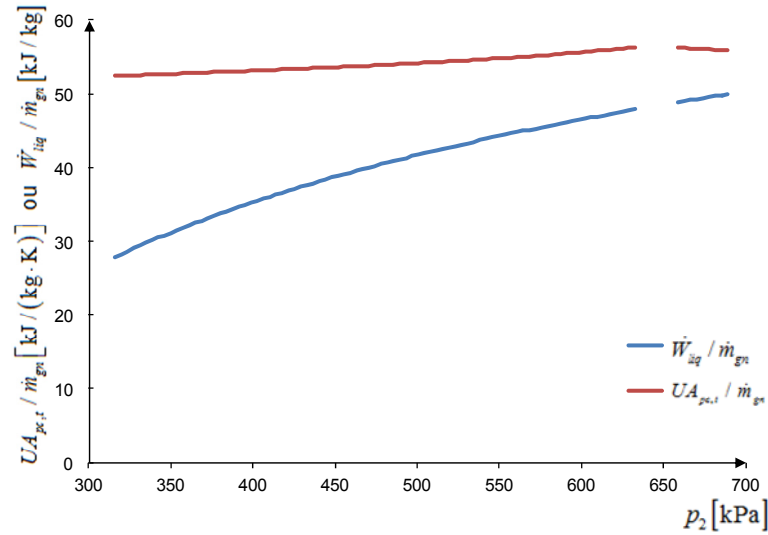


Figura 5.22: Análise paramétrica a p_2 , com $p_4 = 102$ kPa, para o CTR+ED1.

Interessa no entanto perceber porque é que existe um intervalo em que as soluções não são válidas, ao se variar p_2 . A não condensação do FT no ponto 1 representa-se, em termos de cálculo, por $T_{gn3} > T_4 - \Delta T_{apr}$ (como foi explicado na secção 5.5). Acontece que, ao se aumentar p_2 , inicialmente tanto T_4 como T_{gn3} decrescem (ver Figura 5.23), mas T_4 decresce mais acentuadamente, e por isso, a partir de $p_2 = 633,4$ kPa, $T_4 - T_{gn3}$ passa a ser menor que ΔT_{apr} , significando que a solução não é válida e que, na realidade, o FT não iria condensar. Mas quando $p_2 = 639,6$ kPa o ponto 4 entra na zona de coexistência de fases e T_4 passa a ser constante, o que leva a um aumento de $T_4 - T_{gn3}$ e, a partir de $p_2 = 655,7$ kPa volta a ser possível condensar o FT.

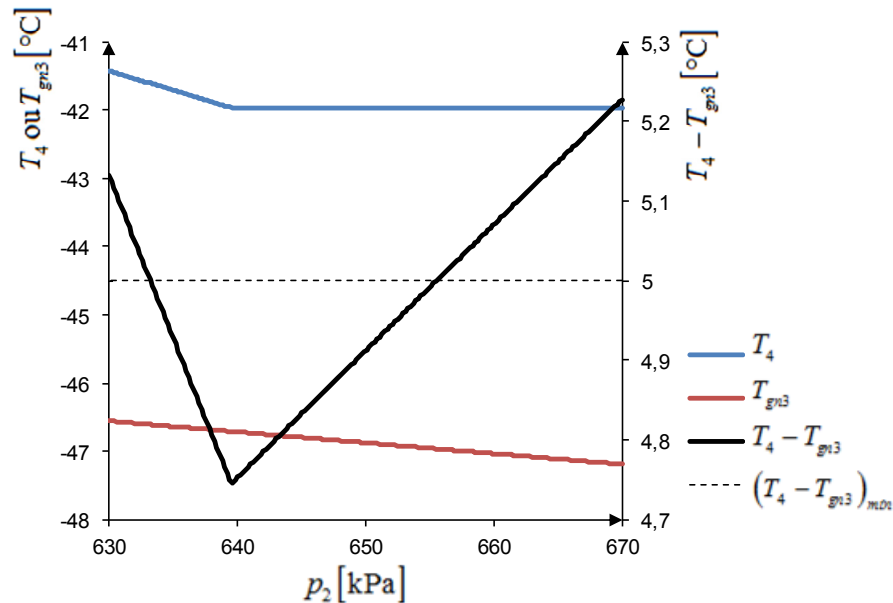


Figura 5.23: Influência de p_2 em T_3 e T_4 , para o CTR+ED1

Apresenta-se na Figura 5.24 a análise paramétrica a p_4 . Verifica-se que p_4 têm maior influência na potência líquida que na área total dos permutadores de calor.

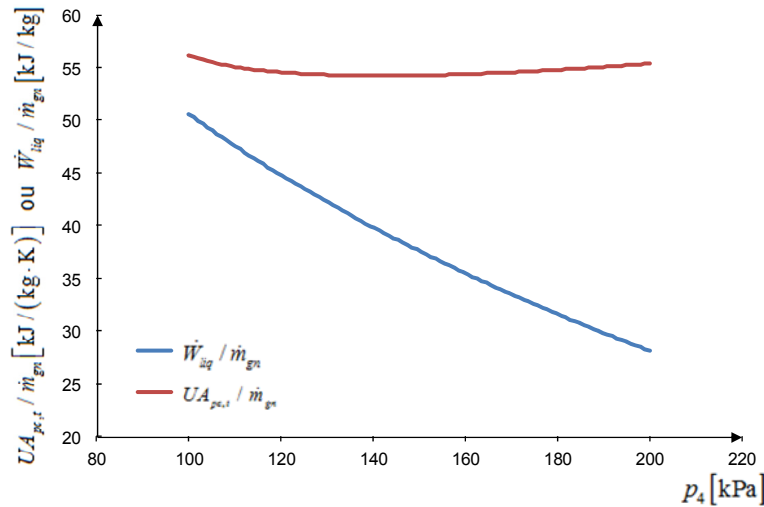


Figura 5.24: Análise paramétrica a p_4 para o CTR+ED1.

5.6.2.2 Análise de sensibilidade à pressão no ponto gn2

Nos ciclos com expansão direta do GN (CED e CTR+ED) a pressão no ponto gn2 (pressão máxima do GN) é uma das variáveis. Verificou-se que, de modo geral, quanto maior a pressão nesse ponto, maior a potência líquida do sistema, sendo por isso necessário garantir que o valor de p_{gn2} não atinge valores que sejam na prática inviáveis.

Fez-se uma pesquisa na literatura pelos maiores valores de pressão em sistemas de expansão direta de GN. Franco e Casarosa em [17] estudam vários ciclos de expansão direta de GN, e admitem pressões até 15 000 kPa, pelo que foi esse o valor máximo considerado. No entanto, tal como Franco e Casarosa sugerem, a viabilidade técnica destes valores de pressão deve ser averiguada, tendo em consideração os caudais envolvidos.

No gráfico da Figura 5.25 apresenta-se uma análise de sensibilidade a p_{gn2} para o CTR+ED1. As outras variáveis foram mantidas constantes e iguais aos valores da Tabela 5.1, exceto \dot{m}_{fi} , que se diminuiu ligeiramente de maneira a que a solução seja válida numa gama maior de p_{gn2} .

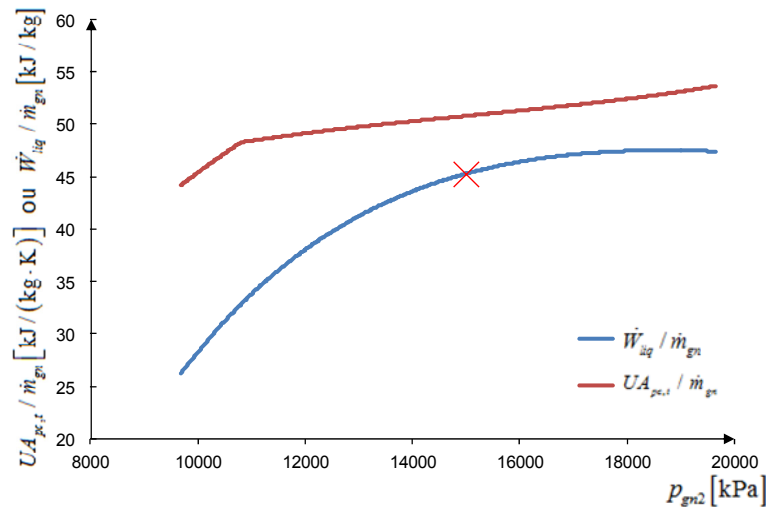


Figura 5.25: Análise de sensibilidade a p_{gn2} para o CTR+ED1.

Analizando a Figura 5.25 verifica-se que para $p_{gn2}=15\,000$ kPa (assinalado com X) a curva de $\dot{W}_{liq} / \dot{m}_{gn}$ ainda está em crescimento, estabilizando apenas a partir dos 18 000 kPa. A partir $p_{gn2}=19\,648$ kPa a solução deixa de ser válida pois o FT não condensa. Como tal, verificando-se que para pressões superiores a 15 000 kPa obtém-se maior produção elétrica, conclui-se que a correta definição do limite superior de p_{gn2} é de grande importância — se for demasiado elevado as soluções irão tender para valores de p_{gn2} que podem não ser válidos na prática, se for demasiado baixo, a potência líquida resultante será inferior à que é possível atingir.

5.6.2.3 Análise paramétrica dos CTR+ED2 a CTR+ED7

A análise paramétrica do CTR+ED6 deu origem a resultados semelhantes aos apresentados para o CTR+ED1 para todas as variáveis. Para os restantes CTR+ED, verificou-se que a influência de cada variável é semelhante aos resultados apresentados para o CTR+ED1, à exceção de certos valores de p_{gn2} e/ou p_4 , para os quais o FT não condensa, e que se apresentam na Tabela 5.22. A análise paramétrica dos CTR+ED2, CTR+ED5 e CTR+ED7 permite perceber que é devido à não condensação do FT que, para a solução de maior produção elétrica, p_{gn2} não é igual a 15 000 kPa (limite máximo), valor este que era expectável, considerando as conclusões da análise de sensibilidade da secção 5.6.2.2, assim como os resultados dos outros ciclos.

Tabela 5.22: Valores de p_{gn2} e/ou p_4 para os quais o FT não condensa, para diferentes CTR+ED.

	CTR+ED2 - Etano	CTR+ED3 - Etileno	CTR+ED4 - CO ₂	CTR+ED5 - R134a	CTR+ED7 - Propileno
p_{gn2} (kPa)	A partir de 14 996	-	-	A partir de 14 990	A partir de 14 645
p_4 (kPa)	100 a 162	100 a 142	546 a 558	-	100 a 101

5.7 Comparação e discussão dos ciclos: CE, CED, CTR e CTR+ED

Nesta secção comparam-se os resultados obtidos para: o CE, o CED, os CTR e os CTR+ED. De maneira a haver melhor percepção dos valores envolvidos, apresentam-se os resultados considerando o caudal de GN de projeto (de Sines).

5.7.1 Comparação dos CTR

Na Figura 5.26 apresentam-se os resultados das otimizações dos CTR, pelo que é possível comparar o desempenho de cada FT. O R134a apresenta o pior desempenho e a sua curva destaca-se notoriamente das outras. O dióxido de carbono também apresenta um mau desempenho para todo o domínio de $UA_{pc,t}$. Para valores baixos de $UA_{pc,t}$ o etano é o FT que resulta em maior \dot{W}_{liq} , e para valores altos de $UA_{pc,t}$ é o propileno. Com desempenho intermédio têm-se o etileno para valores baixos de $UA_{pc,t}$ e o propano e o R143a para valores altos de $UA_{pc,t}$.

Observando as curvas da Figura 5.26 é possível visualizar as variações de declive e as descontinuidades, permitindo perceber, para cada FT, a relação entre o aumento de área dos permutadores de calor e a potência líquida. Inicialmente essa relação é aproximadamente linear, mas rapidamente o declive de cada curva aumenta, o que significa que, para áreas maiores, aumentar a área dos permutadores de calor não resulta num aumento da potência líquida tão grande como para áreas menores.

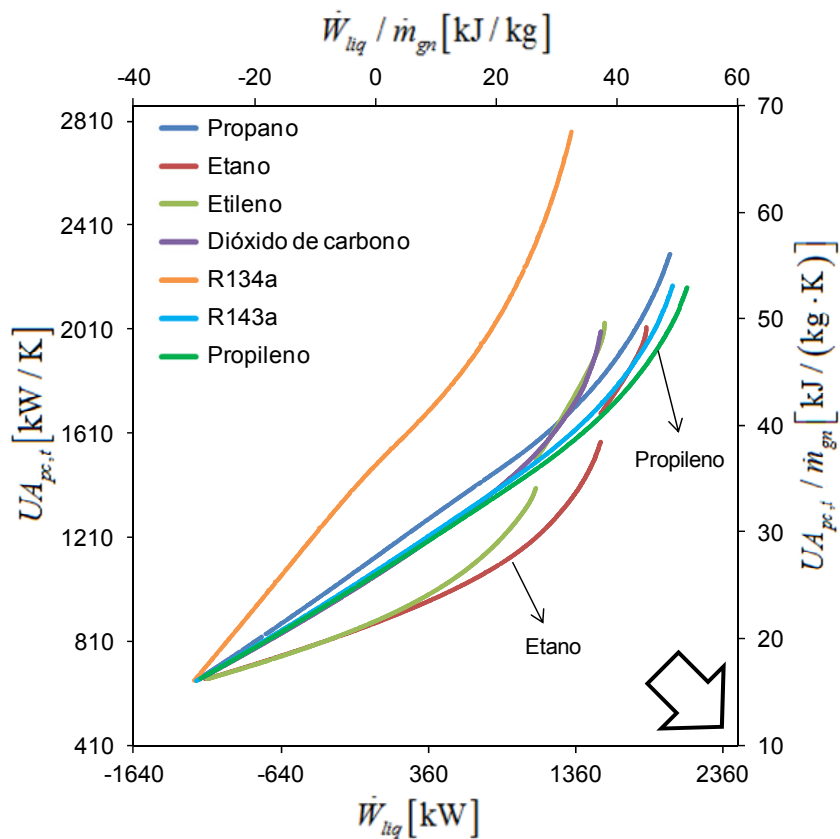


Figura 5.26: Resultados da otimização do CTR para os vários FT.

Na Figura 5.27 apresenta-se a destruição de exergia em cada componente, para o CTR7. Analisando o gráfico verifica-se que a maior parte da destruição de exergia ocorre no “pc1”. Tal seria de esperar pois é onde o GNL vaporiza e onde se regista a maior variação de temperatura (entre os pontos gn2 e gn3). A distribuição da destruição de exergia é semelhante para os outros ciclos.

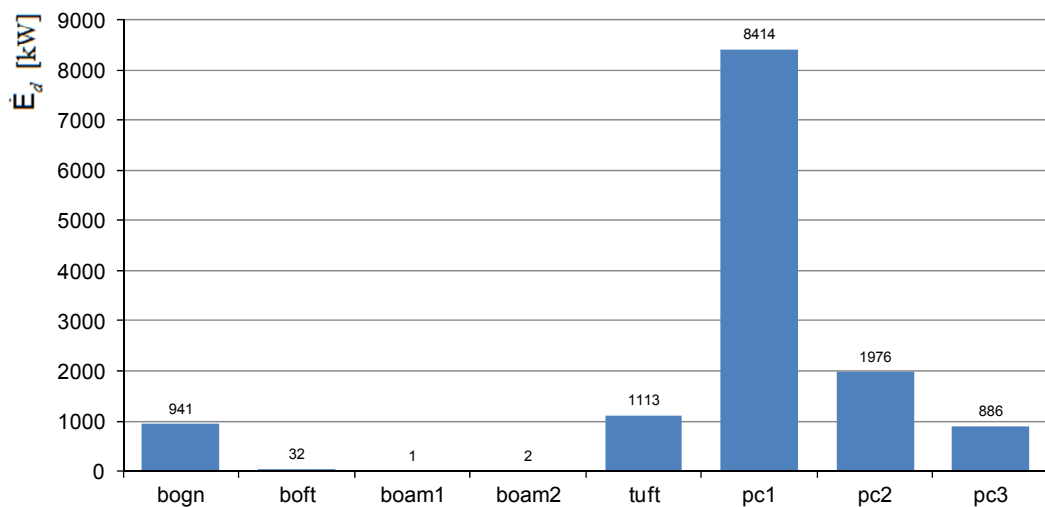


Figura 5.27: Destruição de exergia em cada componente para o CTR7 (propileno).

5.7.2 Comparação dos CTR+ED

No gráfico da Figura 5.28 apresentam-se os resultados da otimização dos CTR+ED. O desempenho de cada FT é idêntico ao observado para os CTR, pelo que os comentários feitos à Figura 5.26 também se aplicam à Figura 5.28.

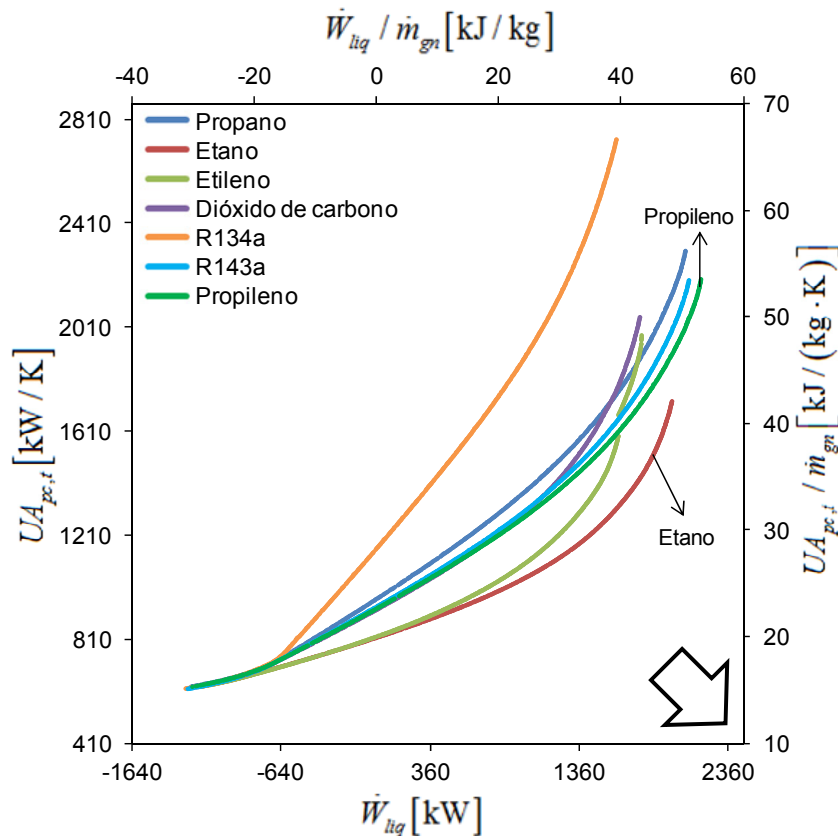


Figura 5.28: Resultados da otimização do CTR+ED para os vários FT.

5.7.3 Comparação dos ciclos: CE, CED, CTR e CTR+ED

No gráfico da Figura 5.29 apresentam-se os resultados da otimização do CED, CTR e CTR+ED de maneira a ser possível comparar os diferentes tipos de ciclos. Apresentam-se apenas os FT que se considera que obtiveram melhor desempenho (propano, etano, R143a e propileno), de maneira a não sobrecarregar o gráfico.

O CED apresenta resultados semelhantes aos outros ciclos para valores de $UA_{pc,t}$ muito baixos, mas não permite obter potências líquidas muito elevadas. Comparando os resultados dos CTR com os dos CTR+ED observa-se que para todos os FT os CTR+ED permitem obter maiores \dot{W}_{liq} com valores menores de $UA_{pc,t}$. Para o etano observa-se que para o CTR+ED não existe a descontinuidade na frente de pareto que existe para o CTR e que a diferença entre os dois ciclos, para o etano, é maior do que para os outros FT.

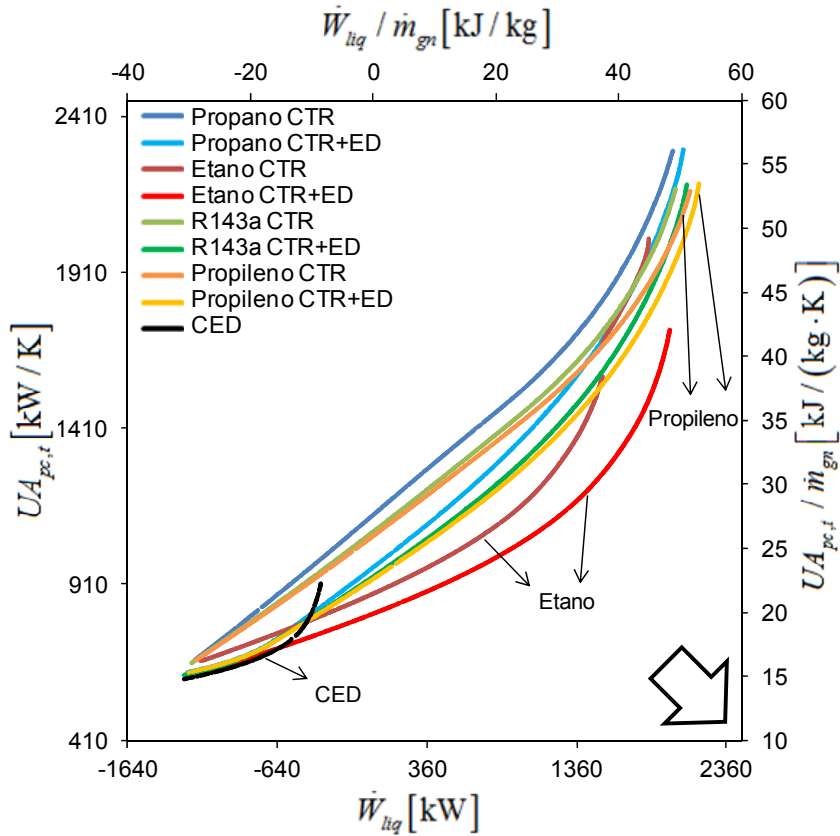


Figura 5.29: Resultados da otimização dos CED, CTR e CTR+ED para alguns fluidos de trabalho.

Admitiu-se que a variação da área total dos permutadores de calor, $A_{pc,t}$, pode ser considerada igual à variação da capacidade de transferência de calor total, $UA_{pc,t}$. Como tal, interessa agora quantificar as variações de área envolvidas e tentar traduzir essas variações de área em variações do custo dos permutadores. No gráfico da Figura 5.30 apresentam-se os mesmos resultados do gráfico da Figura 5.29, mas traduzindo a variação de $UA_{pc,t}$ na variação do custo total dos permutadores de calor, usando os dados económicos da secção 3.4. Admite-se que o conjunto de permutadores de calor tem um custo fixo, para a solução de menor produção elétrica e, apresenta-se o custo adicional do conjunto de permutadores de calor, C_{pc}^{ad} , que sobe com o aumento da área de permutadores de calor, em função da potência líquida resultante.

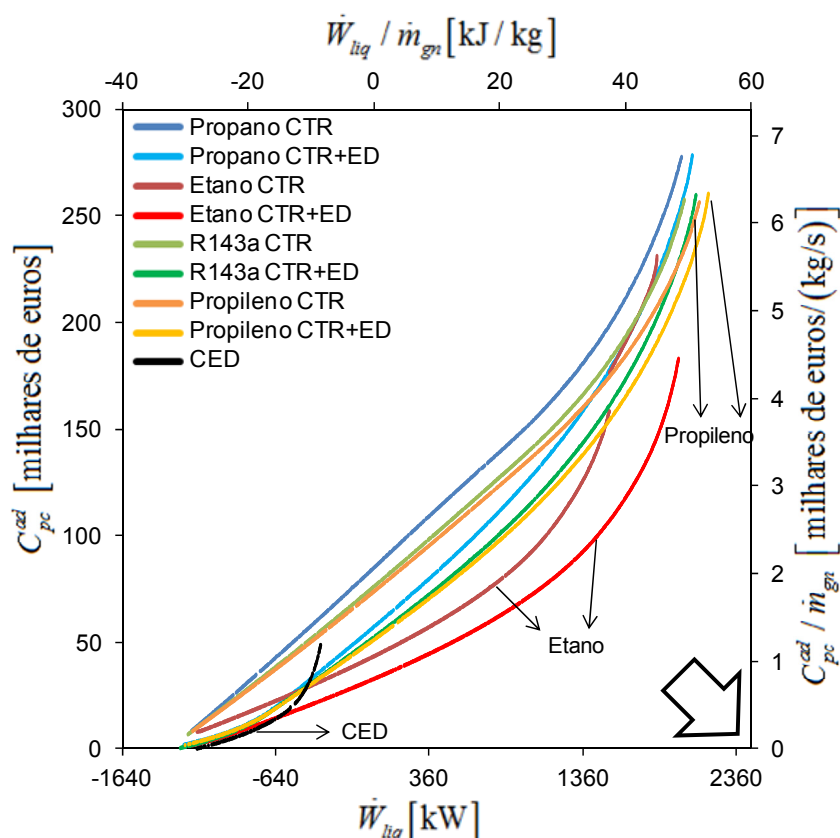


Figura 5.30: Custo adicional dos permutadores de calor para os CED, CTR e CTR+ED, para alguns FT.

Analisando o gráfico da Figura 5.30 podem-se retirar alguns valores exemplificativos. O custo dos permutadores de calor para um dado ciclo e FT, por exemplo para o CTR1 (propano), apresenta uma variação de cerca de 278 000 € entre as soluções de menor e maior produção elétrica. Por outro lado, analisando o CTR para diferentes FT, por exemplo para o propano e o etano, verifica-se uma diferença de 47 000 € entre as duas soluções de maior produção elétrica. Ou seja, por se optar em usar como FT etano em vez de propano, tal significa que os permutadores de calor serão mais baratos em cerca de 47 000 €.

Além de perceber a influência da área de permutadores de calor na potência líquida e no custo dos permutadores, interessa relacionar esse custo com o custo da energia produzida. Como a quantidade de energia produzida varia com o tempo, calcula-se o tempo de retorno do investimento em área de permutadores de calor. Apresenta-se o resultado para o CTR7 na Figura 5.31. Opta-se por apresentar o resultado em função da potência líquida, pois os seus valores são mais perceptíveis do que os da capacidade de transferência de calor. As setas indicam em que eixo se deve ler cada curva. Fez-se o cálculo do tempo de retorno do investimento para os três custos de energia considerados na secção 3.4.

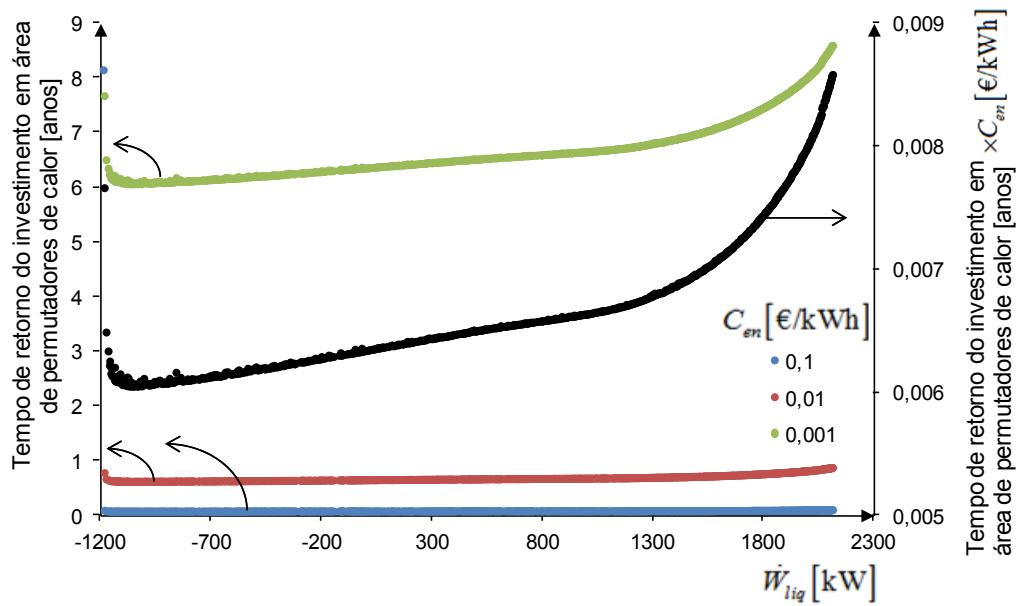


Figura 5.31: Tempo de retorno do investimento em área dos permutadores de calor em função de \dot{W}_{liq} , para o CTR7.

Analisando a Figura 5.31 e comparando as três curvas, é possível perceber a sensibilidade do tempo de retorno do investimento em área de permutadores de calor ao custo da energia considerado. Se o custo da energia considerado for na ordem dos 0,1 ou 0,01 €/kWh, o tempo de retorno do investimento é muito baixo, 1 ano ou menos, e por isso compensa usar permutadores de calor com áreas grandes, até se atingir a diferença de temperatura de aproximação, ΔT_{apr} . Se o custo da energia for na ordem dos 0,001 €/kWh, os tempos de retorno do investimento já podem variar entre os 6 a 9 anos, sendo a variação mais acentuada para áreas maiores. Visto que as curvas são inversamente proporcionais ao custo da energia, apresenta-se a curva a preto (correspondente com o eixo vertical direito) sem custo da energia associado, de maneira a facilitar a leitura dos resultados para diferentes dados económicos.

A análise de $UA_{pc,t}$ permite ter uma ideia da influência da área dos permutadores de calor no desempenho dos ciclos estudados e no seu custo. No entanto a validade da análise de $UA_{pc,t}$ está dependente de certas condições (ver caps. 4.2.2.2 e 4.4.1), pelo que se considera de maior relevância os resultados obtidos para as potências líquidas máximas, que são independentes da análise de $UA_{pc,t}$. As potências líquidas máximas obtidas para cada ciclo e cada FT apresentam-se no gráfico da Figura 5.32. Analisando o gráfico verifica-se que com o CED ainda não é possível obter uma potência líquida máxima positiva, embora seja bastante superior à do CE. Comparando os CTR com os CTR+ED verifica-se que, para cada FT, os CTR+ED permitem produzir mais energia que os CTR, mas a diferença é pouca, em média mais 9,6 % (se não se contabilizar o R134a, que é o fluido menos interessante e que apresenta maior diferença, será em média apenas mais 7,7 %). Tal diferença aparenta ser pouca face à complexidade acrescida dos CTR+ED, nomeadamente por ter mais um permutador de calor e mais uma turbina (tal resultará num custo

acrescido), mas também pela maior complexidade ser no ciclo aberto de GN, podendo aumentar a probabilidade de avarias e necessidades de manutenção, prejudicando o despacho do GN para o gasoduto, que é o principal objetivo do terminal. Como tal, os CTR aparentam ser uma solução mais simples e economicamente eficiente que os CTR+ED. Através do gráfico da Figura 5.32, verifica-se também que o FT que permite obter maior potência líquida é o propileno, seguindo-se do R143a, do propano, do etano, do etileno, do dióxido de carbono e do R134a, sendo que os três primeiros permitem chegar a potências superiores aos 2000 kW.

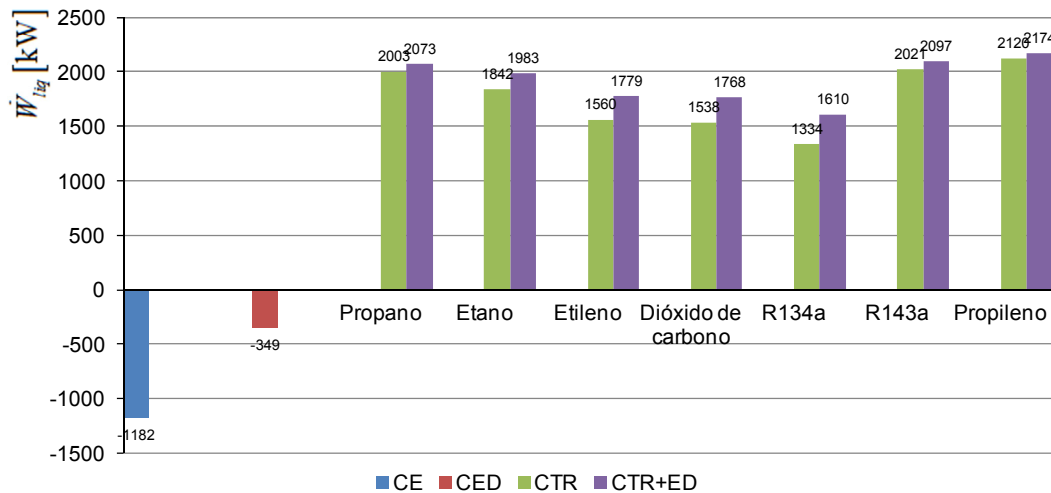


Figura 5.32: Potências líquidas máximas obtidas para os CE, CED, CTR e CTR+ED.

Nos gráficos das Figuras 5.33 a 5.35 apresentam-se as eficiências exergéticas e coeficientes de performance exergética (CPE) para os CTR e CTR+ED. Como seria de esperar, porque o caudal de GNL (a fonte de exergia) é constante, os FT que resultam em maiores eficiências exergéticas são os mesmos que resultaram em maior potência líquida (como se antecipou na secção 4.4.1). Os valores obtidos para a η_{ex}^{econ} são superiores aos obtidos para a η_{ex} pois esta tem o *input* exergético adicional da água do mar. Para os CPE os resultados também estão em conformidade com as potências líquidas resultantes. Comparando cada uma das eficiências dos CTR com as dos CTR+ED verifica-se que para os CTR+ED os valores são mais elevados, para cada FT respetivamente.

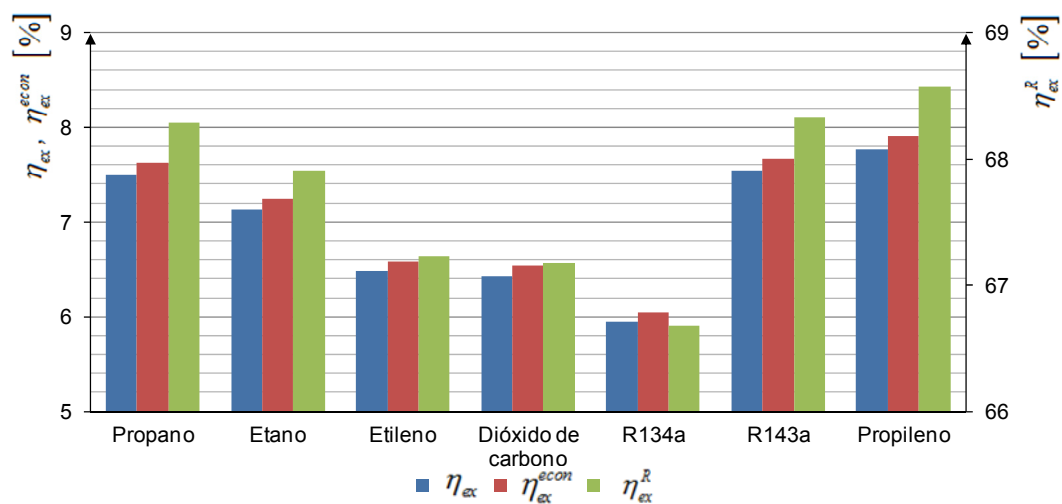


Figura 5.33: Eficiências exeréticas para os CTR.

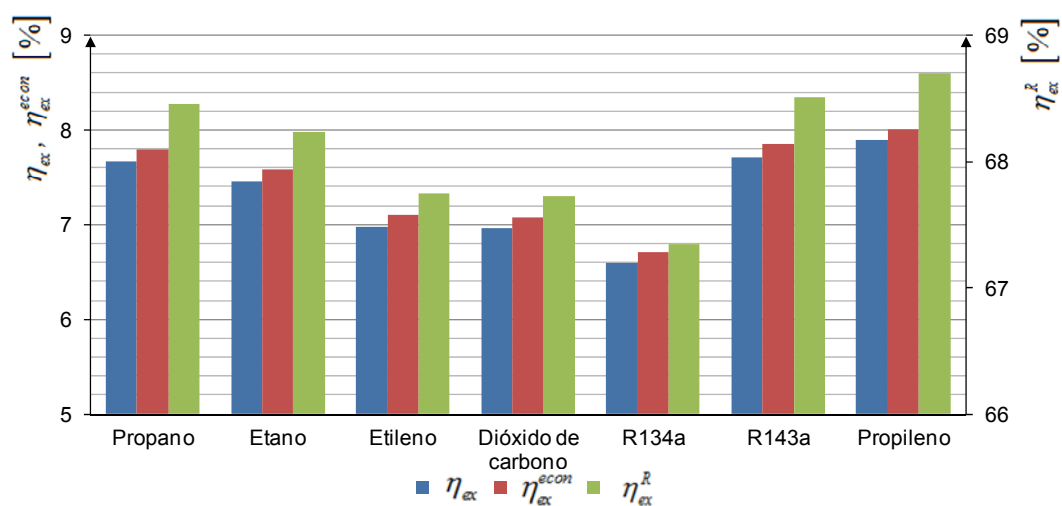


Figura 5.34: Eficiências exeréticas para os CTR+ED.

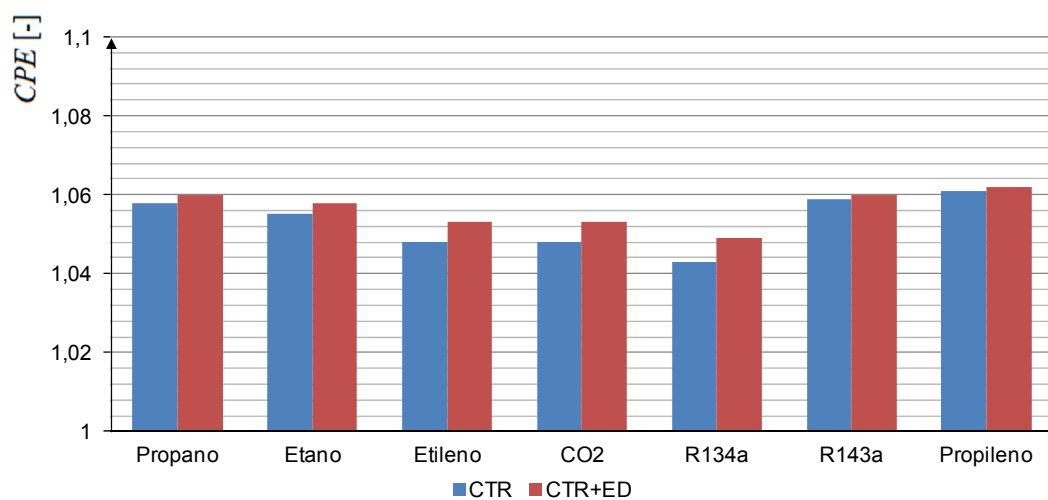


Figura 5.35: Coeficientes de performance exerética para os CTR e CTR+ED.

No gráfico da Figura 5.36 apresentam-se os valores da destruição total de exergia para cada ciclo. Verifica-se que os ciclos com maior destruição de exergia são aqueles que resultaram em menor potência líquida.

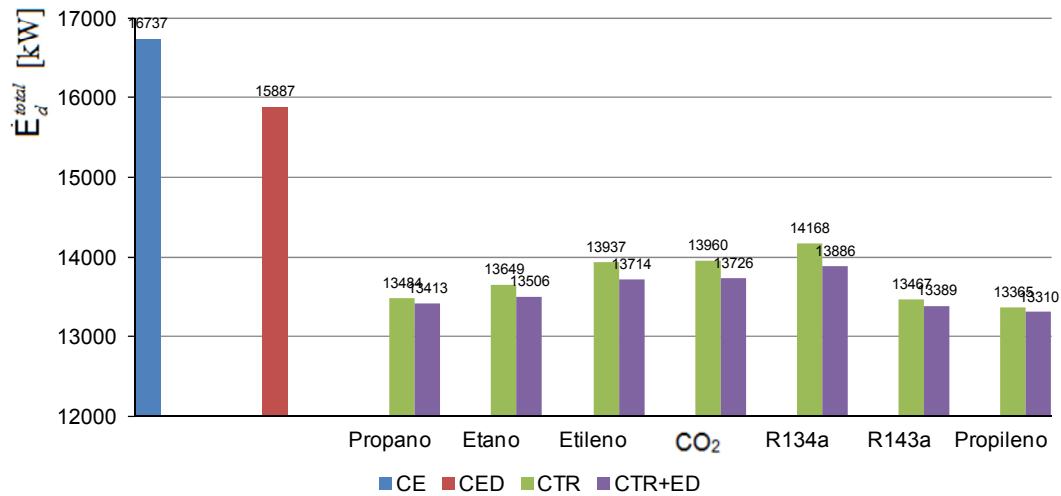


Figura 5.36: Valores da destruição total de exergia obtidos para os CE, CED, CTR e CTR+ED.

Para os CTR e CTR+ED, a pressão no ponto 2 (circuito do FT, depois da bomba) tem influência do custo total — se esta for muito alta resulta em tubagens de maior espessura e numa bomba de maior complexidade. Por outro lado, o caudal de FT nestes ciclos não deve ser muito alto, porque tal implica componentes de maior dimensão/potência, ou em maior número, de maneira a respeitar a velocidade média pretendida. No gráfico da Figura 5.37 apresentam-se os valores de p_2 e \dot{m}_{ft} , para os CTR e CTR+ED, para as condições de maior produção elétrica.

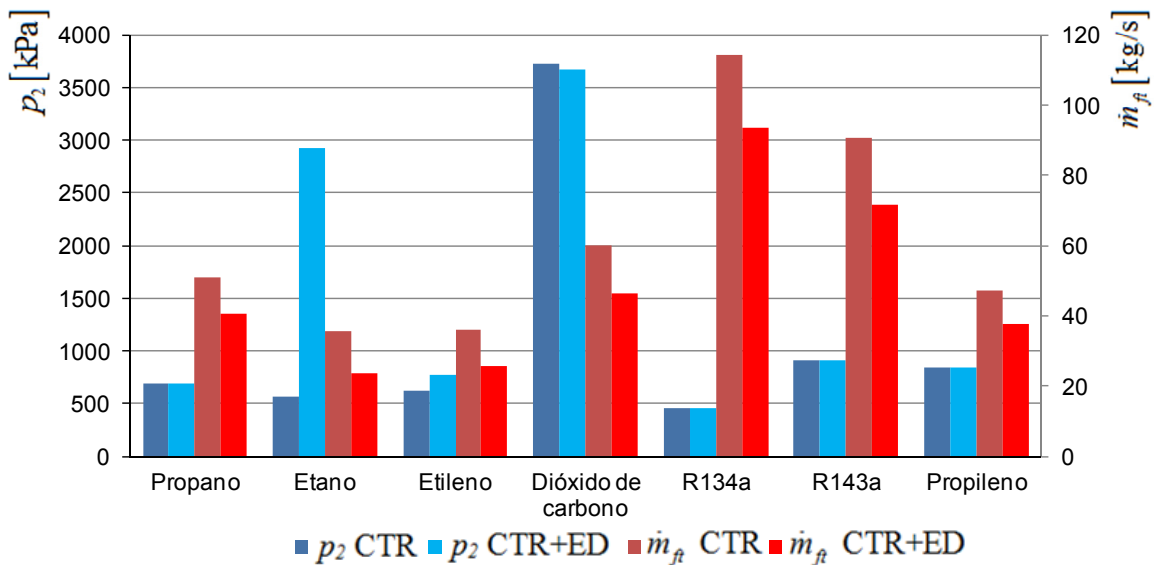


Figura 5.37: Valores de p_2 e \dot{m}_{ft} para os CTR e CTR+ED.

Analisando o gráfico da Figura 5.37 verifica-se que, tanto para o CTR como para o CTR+ED, a utilização de dióxido de carbono como FT resulta em valores de p_2 muito elevados comparativamente aos outros FT. Tal também acontece para o etano, mas apenas no CTR+ED. Os restantes ciclos apresentam valores de p_2 entre os 450 e 906 kPa. Ainda analisando o gráfico anterior é possível observar que os FT que resultam em maior \dot{m}_{ft} são os refrigerantes R134a e R143a. Verifica-se também, comparando os CTR com os CTR+ED, que para os CTR são necessários maiores valores de \dot{m}_{ft} .

5.7.4 Comparação dos fluidos de trabalho

Além do desempenho termodinâmico obtido para cada ciclo também é importante comparar os diferentes FT segundo outros aspetos mencionados na secção 2.6.

Um dos principais aspetos é o preço dos FT. Fez-se uma pesquisa sobre os preços dos FT estudados neste trabalho, mas não foi possível obter informação consistente e fiável para ser aqui apresentada e discutida.

Avaliando as classificações de segurança para cada FT (disponíveis no anexo A), verifica-se que o dióxido de carbono e o R134a são os menos inflamáveis, sem propagação de chama. O R143a apresenta um nível médio de inflamabilidade, enquanto os restantes consideram-se altamente inflamáveis. Todos os FT estudados classificam-se como pouco tóxicos.

Em termos ambientais (os dados ambientais estão também disponíveis no anexo A), verifica-se que o potencial de aquecimento global dos FT R134a e R143a é bastante mais elevado que o dos restantes, sendo o dióxido de carbono o que apresenta valores menores. O potencial de destruição de ozono é zero para todos os FT estudados.

Analisando as curvas vapor saturado da Figura 5.13 é possível perceber se cada FT é húmido, seco ou isentrópico. Verifica-se que o propano e o propileno são aproximadamente isentrópicos para temperaturas acima de 230 K (≈ -40 °C). O R134a e o R143a são aproximadamente isentrópicos ao longo de toda a curva de vapor saturado. O etano, o etileno e o dióxido de carbono apresentam curvas típicas de fluido húmido. Analisando a curva de saturação do dióxido de carbono na Figura 5.13 (d) é possível perceber que este solidifica a temperaturas bastante superiores aos outros FT (pois abaixo das curvas de saturação tem-se o estado sólido), por isso não são possíveis valores de p_4 tão baixos como para os outros.

5.8 Ciclo tipo Rankine com apoio solar – CTRS

Outros autores estudaram a produção de eletricidade usando energia solar térmica juntamente com o processo de regaseificação do GNL [16 e 19], mas os sistemas por eles estudados, mesmo utilizando um tanque de armazenamento de energia térmica, não funcionam 24 horas por dia. Para o caso em estudo, pretende-se que a regaseificação possa ser feita ininterruptamente, portanto propõe-se um sistema que tenha a capacidade de regaseificar o GNL e

produzir eletricidade durante a noite usando apenas a água do mar, enquanto durante o dia a utilização de energia solar térmica serve apenas para o aumentar a temperatura do FT depois do aquecimento através da água do mar, aumentando a produção de eletricidade. O ciclo proposto utiliza água do mar e energia solar térmica como fontes de calor.

Apesar de aqui se estudar a integração da energia solar, esta incorre em custo capital associado aos painéis e à área de instalação. Outras soluções de aquecimento do FT poderiam ser estudadas, nomeadamente a queima de algum GN para esse efeito.

O modo como a irradiação solar foi modelada, as simplificações inerentes, assim como o método de comparação com outros ciclos podem consultar-se na secção 3.2.2. No entanto, importa lembrar que o objetivo do estudo deste ciclo é quantificar, do ponto de vista termodinâmico, as vantagens do uso de energia solar e tentar traduzir os resultados para um contexto económico, de maneira a perceber se o investimento em coletores solares compensa. Ao contrário dos ciclos anteriores, na otimização dos CTRS a minimização da capacidade de transferência de calor não será um dos objetivos, pois não é relevante para o objetivo desta análise. As funções objetivo consideradas serão a maximização da potência líquida e a minimização da área de coletores solares (A_{cs}).

Na Figura 5.38 apresenta-se o esquema de um ciclo tipo Rankine com apoio de energia solar (CTRS). O ciclo é idêntico ao CTR estudado e descrito na secção 5.5, pelo que se dispensa a sua explicação total. A única diferença é a introdução de mais um permutador de calor, o “pc4”. Nesse permutador o fluido solar (FS) irá aquecer o FT.

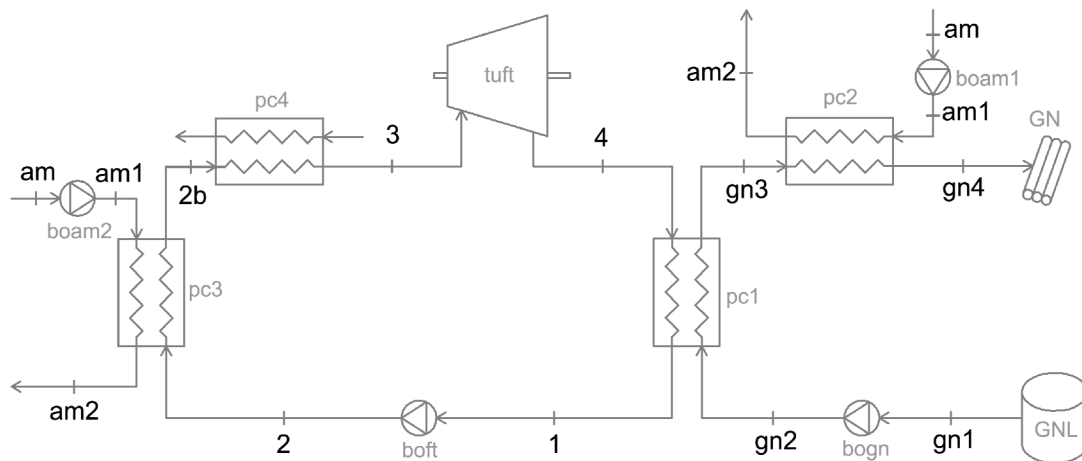


Figura 5.38: Esquema do CTRS.

Em termos de cálculo a temperatura no ponto 2b (ver Figura 5.38) será constante e igual ao máximo possível (11 °C). De 2b para 3 considera-se que o FT recebe uma dada potência térmica (cujo valor depende da intensidade de irradiação, da área dos coletores e da eficiência dos mesmos). Sabendo o estado no ponto 2b, e a potência adicionada ao FT de 2b para 3, calcula-se o

estado no ponto 3. Mas a temperatura em 3 nunca poderá ser superior a 105 °C no verão (CTRSV) e 35°C no inverno (CTRSI), valores que correspondem à temperatura máxima do FS (ver secção 3.2.2) menos a diferença de temperatura de aproximação. No caso de isso se verificar no processo de otimização, a solução é descartada automaticamente, pois tal significa que a área de coletores solares é demasiado grande e que existe outra solução com igual produção de energia, mas com menor área de coletores solares.

Para este ciclo há 4 variáveis: o caudal de fluido de trabalho, \dot{m}_{fi} , a área de coletores solares, A_{cs} , e as pressões nos pontos 2 e 4, p_2 e p_4 , respetivamente.

5.8.1 Demonstração do método usado para o cálculo da potência média

Nesta secção demonstra-se o método usado para o cálculo da potência líquida média (diária e anual), para o CTRS1. Para os restantes CTRS o processo foi idêntico.

Fez-se a otimização do ciclo de maneira a maximizar a potência líquida e minimizar a área de coletores solares, apresenta-se o resultado no gráfico da Figura 5.39. Optou-se por apresentar apenas a solução final das otimizações sendo que a verificação da solução, variando população e número de gerações, fez-se de forma idêntica à dos ciclos anteriormente estudados.

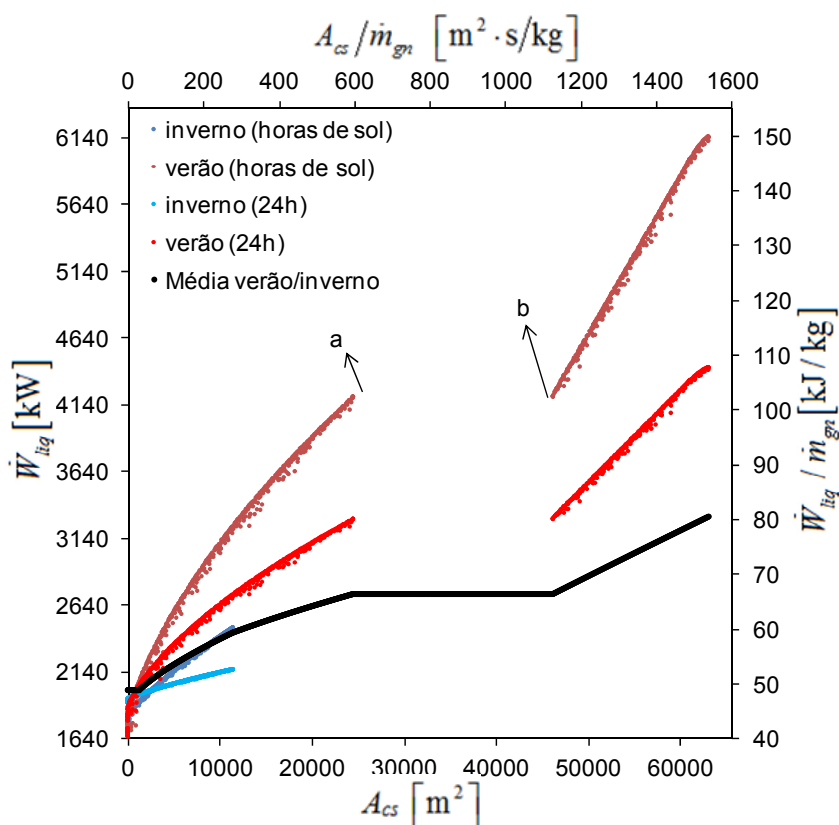


Figura 5.39: Potência líquida média anual em função de A_{cs} , para o CTRS1.

Os resultados da otimização para os casos de inverno e de verão representam-se no gráfico da Figura 5.39 a azul e vermelho escuro, respetivamente. Trata-se do resultado para o

funcionamento durante as horas de sol. Para cada uma dessas soluções fez-se uma média ponderada ao longo das 24 horas de modo a obter a solução média diária, (representadas a azul e vermelho claros para o inverno e o verão respetivamente). Usando as médias diárias de inverno e de verão calculou-se a média anual (representada a preto). Uma vez que para os resultados de verão e de inverno nenhuma das variáveis do gráfico tem valores correspondentes, para fazer a média entre os dois casos surgiu a necessidade de calcular funções que modelassem os dados obtidos. Para tal usou-se a *Curve fitting toolbox* do *MATLAB*, e optou-se por funções de três parâmetros (a, b e c) do tipo: $\dot{W}_{liq} = a \cdot A_{cs}^b + c$.

Ao analisar o gráfico da Figura 5.39, observa-se que para o caso de verão, para o mesmo valor de A_{cs} , a potência obtida é maior do que no caso de inverno, como seria de esperar. Observa-se também que para o caso de inverno não é possível utilizar A_{cs} tão grandes como para o verão, pois a temperatura máxima do FS (definida na secção 3.2.2) atinge-se com menor A_{cs} . Como tal a utilização de maiores A_{cs} resultaria na mesma potência líquida. Tal corresponde a uma reta horizontal a partir do máximo da reta de inverno e qualquer acréscimo de A_{cs} a partir desse ponto pode ser visto como área não utilizada no inverno.

Seria de esperar, tanto para o verão como para o inverno, que para valores de A_{cs} perto de zero a potência líquida obtida fosse semelhante à potência máxima obtida no CTR1. O valor para CTR1 foi cerca de 2003 kW e, analisando os gráficos anteriores, verifica-se que nas condições referidas a potência obtida é inferior aos 2003 kW. Tal acontece devido à perda de carga adicional para o FT no “pc4”, que não é desprezável pois irá influenciar a expansão na turbina. Para o funcionamento durante a noite admite-se que o ciclo pode produzir a potência calculada para o CTR1. Tal é possível na prática através de um sistema de *bypass* entre os pontos 2b e 3, evitando a perda de carga no “pc4”. Para o funcionamento durante o dia, para áreas pequenas, quando a potência resultante é inferior as 2003 kW admite-se que esta é igual a 2003 kW. Tal significa que, para áreas muito pequenas, em certos dias de inverno não compensa usar o apoio solar.

Ao observar o gráfico anterior verifica-se, para o caso de verão, uma descontinuidade da frente de pareto, que também acontece noutros CTRS. Tal descontinuidade equivale a uma reta horizontal em que, aumentando a área de coletores solares, a potência líquida permanece constante. Na seguinte discussão faz-se referência aos pontos “a” e “b” da Figura 5.39. Acontece que, ao se aumentar A_{cs} , até “a” o FT é vaporizado no “pc3” através da água do mar, mas em “a” T_3^{\max} é atingida e não é possível usar maior A_{cs} nessas condições. No entanto, para valores muito maiores de p_2 é possível vaporizar o FT no “pc4” através do FS (a partir do ponto “b”). Para tal é necessária uma A_{cs} muito maior para fornecer o calor latente, daí a descontinuidade verificada.

5.8.2 Apresentação e comparação dos resultados obtidos para os CTRS

No gráfico da Figura 5.40 apresentam-se os resultados finais (ou seja, após calculadas as médias diária e anual) da otimização dos CTRS para cada FT. Tal como aconteceu para os ciclos sem apoio solar, o R134a é o FT que apresenta pior desempenho, destacando-se dos restantes FT. O dióxido de carbono também volta a ter um fraco desempenho comparativamente aos restantes. Para valores muito pequenos de A_{cs} , o propileno é aquele que permite maior potência líquida, porque foi o que resultou em maior potência líquida para o CTR, mas a partir de $A_{cs} \approx 3000 \text{ m}^2$, o etano é o FT com melhor desempenho. O etano permite a utilização de A_{cs} , muito inferiores aos restantes FT, para as mesmas potências líquidas, especialmente comparando com o propano, o propileno e o R143a, depois do troço horizontal na frente de pareto que estes apresentam. O etano é também aquele que apresenta o maior valor de potência líquida máxima. O propano, o propileno e o R143a apresentam curvas semelhantes, sendo que, o propileno tem desempenho superior ao R143a e este tem desempenho superior ao propano. O etileno apresenta uma curva semelhante à do etano mas com pior desempenho.

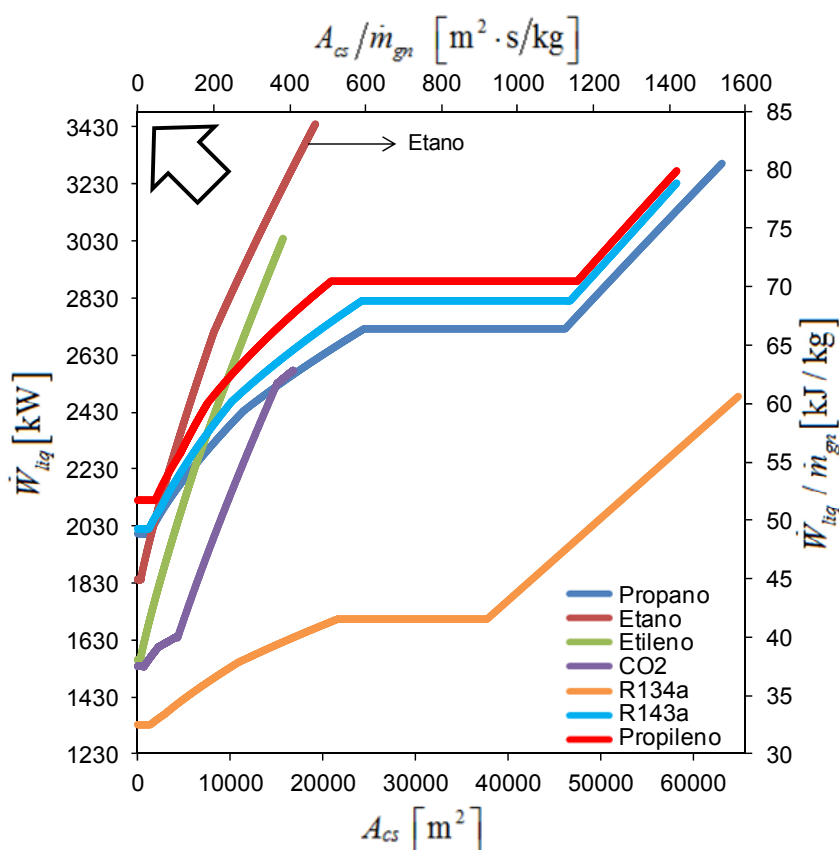


Figura 5.40: Potência líquida média anual em função da A_{cs} , para os CTRS.

Apresentam-se no gráfico da Figura 5.41 as potências líquidas máximas dos CTRS para cada FT. Para a solução de maior produção elétrica, o etano resulta numa potência líquida de 3441 kW com uma área de coletores solares de 19 186 m^2 .

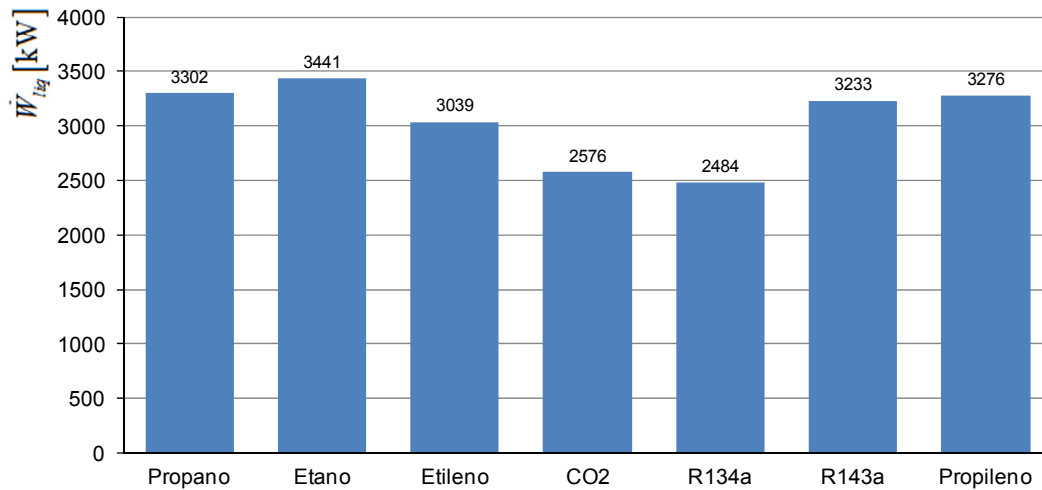


Figura 5.41: Potências líquidas máximas obtidas para os CTRS.

Fez-se a análise económica apenas para o etano, pois foi o FT que apresentou melhor desempenho. Os custos usados para a energia, C_{en} , e para os coletores solares, C_{cs} , discutiram-se na secção 3.4. Calculou-se o tempo de retorno do investimento em coletores solares. O cálculo fez-se comparando o custo dos coletores solares com o custo da energia extra produzida (extra comparativamente ao CTR2). Apesar de se calcularem nove curvas, para todas as combinações dos custos referidos, apenas se apresentam 4 (na Figura 5.42), dado ao facto das restantes resultarem em tempos de retorno do investimento muito grandes, acima de 50 anos. Visto que as curvas são inversamente proporcionais ao custo da energia e diretamente proporcionais ao custo dos coletores solares, apresenta-se a curva a preto (correspondente com eixo vertical direito) sem custo da energia e sem custo de coletores solares associados, de maneira a facilitar a leitura dos resultados para diferentes dados económicos. Verifica-se que o tempo de retorno do investimento em coletores solares é muito sensível aos custos considerados. Por isso, não é possível concluir se compensa ou não, economicamente, o uso de apoio solar. Se o custo associado à energia produzida for na ordem dos 0,1 €/kWh, os tempos de retorno do investimento são razoáveis, na ordem dos 6 a 15 anos, no entanto, se for uma ordem de grandeza inferior, na ordem dos 0,01 €/kWh, o tempo de retorno do investimento sobe para os 40 anos, e aí o investimento provavelmente não será viável. Como tal, é possível que o investimento compense, se se considerar que uma central deste tipo deverá funcionar, no mínimo, durante 20 anos. Analisando as curvas do gráfico da Figura 5.42 observa-se a existência de mínimos, que correspondem aos valores de A_{cs} para os quais o investimento em coletores solares é mais rapidamente retornado.

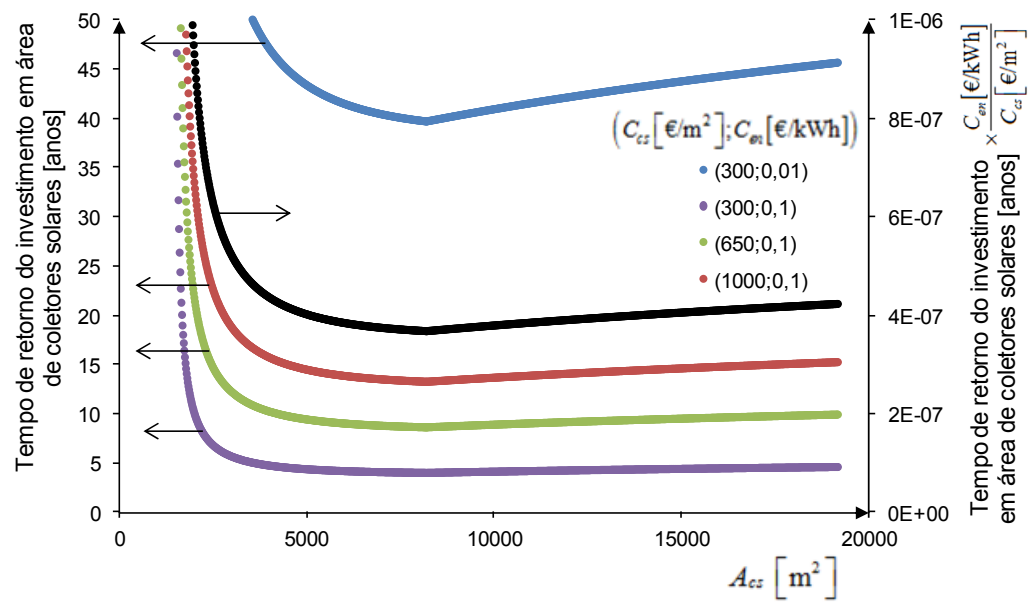


Figura 5.42: Tempo de retorno do investimento em coletores solares em função de A_{cs} .

6 CONCLUSÃO

O objetivo principal do presente trabalho é a proposta, avaliação e comparação termodinâmica de diferentes ciclos para produção de energia elétrica, através do aproveitamento da exergia do gás natural liquefeito (GNL) em relação às condições ambiente, aquando da sua transformação em gás natural (GN), para introdução nos gasodutos. Consideraram-se também aspetos económicos.

O presente trabalho insere-se numa área (a dos ciclos orgânicos de Rankine) na qual não têm sido feitos trabalhos de investigação no departamento de engenharia mecânica e industrial (DEMI) e, por isso, parte integrante dos objetivos definidos foi a pesquisa de referências na literatura com informação importante, nomeadamente sobre: exergia; os diferentes ciclos já estudados e as diferentes fontes de calor usadas; os casos de centrais em funcionamento; os critérios para a escolha do fluido de trabalho (FT); e também dados económicos. Além disso, foi necessária a obtenção e o teste de ferramentas adequadas para simular os casos estudados. Considerando o bom desempenho das ferramentas utilizadas (*REFPROP* e *MATLAB*), sugere-se a sua utilização não só para a continuidade do presente trabalho, mas também para outros trabalhos na área da termodinâmica.

Identificou-se a inexistência na literatura de uma referência que comparasse os diferentes tipos de ciclos, segundo os mesmos critérios de projeto. O presente trabalho pretende iniciar o preenchimento desse nicho de investigação, tendo-se estudado os ciclos de expansão direta (CED), os ciclos tipo Rankine (CTR), os ciclos tipo Rankine com expansão direta (CTR+ED) (todos estes usando apenas água do mar como fonte de calor) e os ciclos tipo Rankine com apoio solar (CTRS) (usando água do mar e energia solar térmica). As referências literárias e as ferramentas de cálculo aqui apresentadas reúnem as condições para que seja dada continuidade ao trabalho efetuado, estudando outros ciclos.

Para definir os critérios de projeto deste trabalho, considerou-se como caso de estudo o terminal de GNL de Sines. Consideraram-se as condições ambiente locais, as fontes de calor disponíveis no local e as condições de pressão e temperatura do GN para entrega ao gasoduto. Apresentam-se os cálculos para dois caudais de GN diferentes: para 1 kg/s, de maneira a facilitar a conversão dos resultados para qualquer caudal; e para 41 kg/s, o caudal médio registado em Sines em 2013, de maneira ao leitor ter perceção dos valores reais para o caso de estudo. Nesta secção os resultados apresentados dizem respeito ao caudal de 41 kg/s.

A validade prática das análises económicas efetuadas depende da veracidade dos dados económicos que foram utilizados, no entanto, os resultados são válidos do ponto de vista académico e, seguindo o mesmo método usado, será possível refazer os cálculos na posse de dados económicos obtidos com maior rigor.

Calculou-se um ciclo equivalente ao existente em Sines, o CE, sem produção elétrica, que resultou numa potência líquida de -1182 kW. Ou seja, é necessário gastar 1182 kW para fazer o processamento do GNL. Para o CED obteve-se uma potência líquida máxima de -349 kW, que continua a ser negativa, o que significa que existe na mesma consumo de energia, contudo permite uma poupança considerável relativamente ao CE. Estudaram-se os CTR e os CTR+ED para sete FT diferentes: propileno, R143a, propano, etano, etileno, dióxido de carbono e R134a. Comparando os CTR com o CE e o CED verificou-se que os CTR já permitem obter potências líquidas positivas, com valores acima dos 2000 kW. A potência máxima obtida foi de 2120 kW, para o propileno (ver resultados na Figura 5.32). Comparando os CTR com os CTR+ED, verificou-se que os CTR+ED permitem obter potências líquidas superiores. A potência máxima obtida foi de 2174 kW, também para o propileno. No entanto, a diferença não é grande (em média apenas mais 9,6 %), face à complexidade acrescida dos CTR+ED. Tal complexidade advém do maior número de componentes dos CTR+ED (tal resultará num custo acrescido), mas também porque este ciclo introduz mais alterações no ciclo aberto de GN (este tem que ser turbinado), podendo aumentar a probabilidade de avarias e necessidades de manutenção, prejudicando o despacho do GN para o gasoduto, que é o principal objetivo do terminal. Como tal, os CTR aparentam ser uma solução mais simples e economicamente eficiente que os CTR+ED.

De maneira a ter em consideração aspetos económicos na análise dos ciclos referidos no parágrafo anterior, optou-se por analisar a área de transferência de calor dos permutadores de calor, pois é o parâmetro que mais influencia o custo da central, quando se variam parâmetros termodinâmicos como pressões ou temperaturas [20]. De maneira a evitar uma análise morosa de transmissão de calor, admitiu-se, de acordo com as condições especificadas na secção 4.2.2.2, que a variação da área total de transferência de calor, $A_{pc,t}$, é aproximadamente igual à variação da capacidade de transferência de calor total, $UA_{pc,t}$. Como tal, a otimização dos ciclos fez-se maximizando a potência líquida e minimizando a capacidade de transferência de calor. Verificou-se assim que, para menores áreas dos permutadores de calor, o etano é o FT que resulta em maior potência líquida e, para áreas maiores, é o propileno. Traduzindo os resultados da variação de área em variação do custo dos permutadores de calor, foi possível perceber a relação entre a potência líquida e o custo destes. Calculou-se o tempo de retorno do investimento no aumento da área dos permutadores de calor. Consideraram-se três custos diferentes para a energia produzida e, para o menor custo (pior caso), o tempo de retorno do investimento varia entre os 6 e os 9 anos. Dito isto, e considerando que uma instalação deste tipo deverá funcionar, no mínimo, durante 20 anos, conclui-se que compensa investir em grandes áreas de permutadores de calor.

Como fonte de calor alternativa, considerou-se o uso de energia solar térmica. Outros autores estudaram ciclos semelhantes aproveitando esta fonte de calor, no entanto, os ciclos por eles estudados apenas funcionam durante o dia. Como para o caso de estudo se pretende um funcionamento ininterrupto, propôs-se uma configuração diferente, que permite o funcionamento

usando o apoio de energia solar térmica durante o dia e, usando apenas água do mar durante a noite. A análise dos CTRS não serve os mesmos objetivos das análises feitas aos ciclos anteriores. A análise de um ciclo que usa energia solar pode ser muito complexa, pois a radiação solar varia com o tempo. Como tal, o objetivo do estudo dos CTRS foi quantificar, do ponto de vista termodinâmico, as vantagens do uso de energia solar, e tentar traduzir os resultados para um contexto económico, calculando-se o tempo de retorno do investimento em coletores solares. As potências calculadas para os CTRS representam médias anuais. Simulou-se o CTRS para os mesmos sete FT. Obtiveram-se para cada ciclo as curvas da potência líquida em função da área de coletores solares instalada. Através dessas curvas calculou-se o tempo de retorno do investimento, consoante diferentes preços de energia e de coletores solares. Os resultados obtidos revelam que a viabilidade do investimento depende muito dos dados económicos usados. Conclui-se apenas que é possível que o investimento compense. Os resultados obtidos permitem que, com os dados económicos mais rigorosos, seja tirada uma conclusão mais assertiva. Dos sete FT considerados, o etano foi o que apresentou melhor desempenho, resultando numa potência líquida máxima de 3441 kW, mais 38 % do que a potência líquida máxima obtida para o melhor CTR (ver resultados na Figura 5.41).

Devido às temperaturas criogénicas envolvidas nos ciclos estudados, além de uma análise energética, fez-se uma análise exergética dos ciclos. A exergia pode ser decomposta em várias componentes, entre as quais, em exergia de temperatura e exergia de pressão. Para calcular estas duas componentes é necessário definir uma temperatura e uma pressão de referência, sendo que normalmente se consideram as ambientes. No entanto verificou-se que, quando se usa a temperatura ambiente como temperatura de referência em sistemas com partes a temperatura inferior à temperatura ambiente, podem surgir problemas. Outros autores (por ex. [6] e [54]) têm ignorado este aspeto. Neste trabalho optou-se por utilizar como temperatura de referência a menor temperatura do ciclo, tal eliminou os problemas associados ao uso da temperatura ambiente como temperatura de referência. Esta maneira de proceder, introduzida neste trabalho, representa um contributo para o correto estudo exergético de aplicações envolvendo temperaturas criogénicas.

6.1 Sugestões para trabalho futuro

O presente trabalho deu início ao preenchimento de um nicho de investigação, mas tal não será concretizado se não se estudarem mais ciclos para os mesmos critérios de projeto. Sugere-se o estudo dos mesmos ciclos mas para diferentes FT (como por exemplo os listados em [18] ou outros existentes na base de dados do *REFPROP*), mas também o estudo de outros tipos de ciclos, tais como: os ciclos de Brayton, os ciclos de Kalina, os ciclos tipo Rankine em cascata e os ciclos combinados. Para cada tipo de ciclo há também diversas variantes (por ex. com reaquecimento) que podem-se considerar. Em relação às fontes de calor, sugere-se, para a energia solar, o cálculo do tempo de retorno do investimento usando dados económicos mais rigorosos. Caso se verifique

que o investimento compensa, deverá fazer-se uma análise mais detalhada dos CTRS, em regime transiente, e o estudo da utilização de um tanque de armazenamento de energia térmica. Seria também interessante averiguar a utilização de uma fonte de energia convencional como fonte de calor (nomeadamente a queima de gás natural) e comparar com o uso de coletores solares. Sugere-se uma análise mais elaborada dos permutadores de calor, de maneira a ser possível minimizar a área destes, em vez da capacidade de transferência de calor.

A análise económica poderá ser mais elaborada considerando, nomeadamente, modelos que incorporem efeitos da taxa de juro.

O interesse deste trabalho não se esgota no seu propósito académico, uma vez que se considera um caso prático, o terminal de GNL em Sines. O presente trabalho beneficiou de cooperação com a empresa que gere o terminal, sugerindo que se procure continuar esta cooperação em trabalhos futuros.

Bibliografia

- [1] IEA, *World Energy Outlook 2014*. IEA, 2014.
- [2] “Cenários de Evolução da Procura de Gás Natural,” REN, 2013.
- [3] “Oman LNG” [Em Linha]. Disponível em: <http://www.omanlng.com/>. [Consult. 29 Dez 2014].
- [4] M. Prado, “Factura energética portuguesa cai para o valor mais baixo dos últimos três anos,” *Jornal de negócios online*, 05 Maio 2014. [Em Linha]. Disponível em: http://www.jornaldenegocios.pt/empresas/detalhe/factura_energetica_portuguesa_cai_para_o_valor_mais_baixo_dos_ultimos_tres_anos.html. [Consult. 04 Jan. 2015].
- [5] M. Romero Gómez, R. Ferreiro Garcia, J. Romero Gómez, e J. Carbia Carril, “Review of thermal cycles exploiting the exergy of liquefied natural gas in the regasification process,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 38, pp. 781–795, Oct. 2014.
- [6] T. Gundersen, “An introduction to the concept of exergy and energy quality,” Norwegian University of Science and Technology, 2011.
- [7] M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner, e M. B. Bailey, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 7^a ed. Wiley, 2011.
- [8] “LNG World News.” [Em Linha]. Disponível em: <http://www.lngworldnews.com/>. [Consult. 13 Abr 2015].
- [9] M. S. Khan e M. Lee, “Design optimization of single mixed refrigerant natural gas liquefaction process using the particle swarm paradigm with nonlinear constraints,” *Energy*, vol. 49, pp. 146–155, Jan. 2013.
- [10] A. Messineo e G. Panno, “LNG cold energy use in agro-food industry: A case study in Sicily,” *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, vol. 3, no. 1, pp. 356–363, Mar. 2011.
- [11] P. Chen, Z. S., Cheng, W. L., Hu, “New air separation system by using cold energy of LNG,” *Journal of Engineering Thermophysics*, vol. 25, no. 6, pp. 913–916, 2004.
- [12] K. Shen, W., Sun, R. Z., Tang, “Small-scale air separation process utilizing cold energy from LNG satellite station,” *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, vol. 47, no. 3, pp. 549–553, 2013.
- [13] H. Tuo, H., Li, Y., Tan, “Combined cycle of air separation and natural gas liquefaction,” *Journal of Chemical Industry and Engineering*, vol. 59, no. 10, pp. 2498–2504, 2008.
- [14] H. A. Mlcak, “An Introduction to the Kalina Cycle,” *The International Joint Power Generation Conference*, pp. 1–11, 1996, Editores: L. Kielasa e G.E. Weed, Livro n° H01077 (re-impresso em unidades SI pela ASME).
- [15] X. Shi e D. Che, “A combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy,” *Energy Conversion and Management*, vol. 50, no. 3, pp. 567–575, Mar. 2009.

- [16] H. Wang, X. Shi, e D. Che, “Thermodynamic optimization of the operating parameters for a combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 59, no. 1–2, pp. 490–497, Sep. 2013.
- [17] A. Franco e C. Casarosa, “Thermodynamic analysis of direct expansion configurations for electricity production by LNG cold energy recovery,” *Applied Thermal Engineering*, pp. 1–9, Dec. 2014.
- [18] W.J. Rao, L.-J. Zhao, C. Liu, e M.-G. Zhang, “A combined cycle utilizing LNG and low-temperature solar energy,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 60, no. 1–2, pp. 51–60, Oct. 2013.
- [19] J. Wang, Z. Yan, M. Wang, e Y. Dai, “Thermodynamic analysis and optimization of an ammonia-water power system with LNG (liquefied natural gas) as its heat sink,” *Energy*, vol. 50, pp. 513–522, Feb. 2013.
- [20] J. Wang, J. Wang, Y. Dai, e P. Zhao, “Thermodynamic analysis and optimization of a transcritical CO₂ geothermal power generation system based on the cold energy utilization of LNG,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 70, no. 1, pp. 531–540, Sep. 2014.
- [21] Y. Song, J. Wang, Y. Dai, e E. Zhou, “Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂ power cycle driven by solar energy with liquified natural gas as its heat sink,” *Applied Energy*, vol. 92, pp. 194–203, Apr. 2012.
- [22] R. F. García, J. cabria Carril, J. R. Gomez, and M. R. Gomez, “Power plant based on three series Rankine cycles combined with a direct expander using LNG cold as heat sink,” *Energy Conversion and Management*, no. 101, pp. 285–294, Jun. 2015.
- [23] I.-H. Choi, S. Lee, Y. Seo, e D. Chang, “Analysis and optimization of cascade Rankine cycle for liquefied natural gas cold energy recovery,” *Energy*, vol. 61, pp. 179–195, Nov. 2013.
- [24] Z. G. Qu, Y. H. Bai, and L. Pu, “One-dimensional numerical study of thermal performance of an organic Rankine cycle system using liquefied natural gas as a cold source for cold energy recovery,” *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, no. 26, pp. 1399–1413, Jul. 2015.
- [25] J. C. Sánchez-Izquierdo e L. C. G. Pérez, “Electricity generation in ENAGÁS’ regasifying plant in Palos de la Frontera (Huelva),” *FuturENERGY*, pp. 31–35, Nov-2013.
- [26] J. Manuel e L. Zurita, “LNG regasification associated with electric production,” ENAGAS, S.A., Spain, 2006.
- [27] Ormat Technologies Inc., “Ormat Technologies Receives First Order for a Recovered Energy Generation Plant in a Liquefied Natural Gas Regasification Terminal,” 2007. [Em Linha]. Disponível em: <http://www.ormat.com/news/ormat-technologies-receives-first-order-recovered-energy-generation-plant-liquefied-natural-gas>. [Consult. 09 Jun. 2015].
- [28] World Energy Council, *World Energy Perspective: Cost of Energy Technologies*. World Energy Council, 2013.

- [29] “Air liquide.” [Em Linha]. Disponível em: <http://www.airliquide.pt/>. [Consult. 20 Mai 2015].
- [30] REN-IGN, “Terminal de GNL,” 2010. [Em Linha]. Disponível em: <https://www.ign.ren.pt/terminal-de-gnl3>. [Consult. 29 Dez 2015].
- [31] REN, “Gás natural.” [Em Linha]. Disponível em: <http://www.ren.pt/RelatorioContas2010/pt/ARENnumrelance/Gasnatural2.html>. [Consult. 12 Abr 2015].
- [32] “Instituto Português do Mar e da Atmosfera.” [Em Linha]. Disponível em: <http://www.ipma.pt>. [Consult. 05 Fev. 2015].
- [33] REN, “Terminal de GNL.” [Em Linha]. Disponível em: <https://www.ign.ren.pt/terminal-de-gnl3>. [Consult. 19 Fev. 2015].
- [34] REN, *Dados técnicos, 2013*. REN, 2013.
- [35] “Agencia Estatal de Meteorología.” [Em Linha]. Disponível em: <http://www.aemet.es/es/portada>. [Consult. 10 Fev. 2015].
- [36] P. M. F. Ferreira, Tese de Mestrado: “Comportamento Térmico Dinâmico dos Elementos da Envolvente Opaca dos Edifícios Com Estudo de Incorporação de Materiais com Mudança de Fase,” FCT-UNL, 2011.
- [37] MATLAB, “Simpson’s rule for numerical integration” [Em Linha]. Disponível em: <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/25754-simpson-s-rule-for-numerical-integration>. [Consult. 16 Jun. 2015].
- [38] S. A. Kalogirou, “Solar thermal collectors and applications,” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, no. 3, pp. 231–295, Jan. 2004.
- [39] S. Brunold, R. Frey, e U. Frei, “Comparison of three different collectors for process heat applications,” University for Applied Sciences, Rapperswil, 1994.
- [40] S. Mokhatab, J. Y. Mak, J. V. Valappil, e D. A. Wood, *Handbook of Liquefied Natural Gas*, 1ª ed. Elsevier, 2014.
- [41] R. F. Boehm, *Design analysis of Thermal Systems*, 1ª ed. Wiley, 1987.
- [42] S. Quoilin e V. Lemort, “The organic rankine cycle : thermodynamics, applications and optimization,” in *Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS)*, Eolss, 2014.
- [43] B. M. Spurlin, C. Gamble, e A. Beain, “Defining Thermal Stability,” in *Process Heating*, November, 2000.
- [44] I. Dincer e M. A. Rosen, *Exergy — Energy, Environment and Sustainable Development*, 1ª ed. Elsevier, 2007.
- [45] E. W. Lemmon, M. L. Huber, e M. O. McLinden, *NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties — REFPROP user manual*. U.S. Department of Commerce, 2013.

- [46] “National Institute of Standards and Technology.” [Em Linha]. Disponível em: http://www.boulder.nist.gov/div838/theory/refprop/Frequently_asked_questions.htm. [Consult. 02 Mar 2015].
- [47] K. Deb, “Multi-Objective Optimization Using Evolutionary Algorithms : An Introduction,” Indian Institute of Technology, Kanpur, 2011.
- [48] K. Deb, A. Member, A. Pratap, S. Agarwal, e T. Meyarivan, “A fast and elitist multiobjective genetic algorithm : NSGA-II,” *IEEE transactions on evolutionary computation*, vol. 6, no. 2, pp. 182–197, 2002.
- [49] A. Seshadri, “NSGA - II: A multi-objective optimization algorithm,” *Matlab central*. [Em Linha]. Disponível em: <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/10429-nsga-ii--a-multi-objective-optimization-algorithm>. [Consult. 20 Jan 2015].
- [50] T. Tartièrre, B. Obert, e L. Sanchez, “Thermo-economic optimization of subcritical and transcritical OCR systems,” in *ASME ORC 2013 – International seminar on ORC power systems*, 2013.
- [51] H. Loh, J. Lyons, e C. White, “Process equipment cost estimation,” National Energy Technology Center, 2002.
- [52] “MATLAB” [Em Linha]. Disponível em: <http://www.mathworks.com/products/matlab/> [Consult. 03 Mar 2015].
- [53] “NIST Standard Reference Database 23” [Em Linha]. Disponível em: <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm> [Consult. 03 Mar 2015].
- [54] T. Morosuk e G. Tsatsaronis, “Comparative evaluation of LNG – based cogeneration systems using advanced exergetic analysis,” *Energy*, vol. 36, no. 6, pp. 3771–3778, 2011.
- [55] J. M. Calm e G. C. Hourahan, “Physical, Safety, and Environmental Data for Current and Alternative Refrigerants,” in *23rd International Congress of Refrigeration, ICR 2011, August 21 - 26, Prague, Czech Republic*, 2011, no. 2008.

Anexos

Anexo A – Propriedades e outros dados sobre fluidos

Na Tabela A.2 apresentam-se para os vários fluidos estudados: propriedades físicas importantes, a classificação de segurança e indicadores do impacto ambiental.

As propriedades físicas apresentadas são a temperatura do ponto crítico (T_{CR}), a pressão do ponto crítico (p_{CR}) e a temperatura do ponto triplo (T_{TR}), e estas foram obtidas através do *REFPROP*. A classificação de segurança é elaborada pela *ASHRAE* no *Standard 34* e representa a inflamabilidade e toxicidade dos fluidos de acordo com a Tabela A.1.

Tabela A.1: Definição das classificações de segurança segundo a *ASHRAE*.

Classificação de segurança		
Maior inflamabilidade	A3	B3
	A2	B2
Menor inflamabilidade	A2L	B2L
	A1	B1
Sem propagação de chama		
	Menor toxicidade	Maior toxicidade

Os dados ambientais apresentados são o potencial de destruição de ozono (PDO) e o potencial de aquecimento global em 100 anos (PAG). O PDO representa o potencial (relativamente ao refrigerante R-11) de uma substância ou composto destruir o ozono atmosférico. O PAG representa, para um período de 100 anos e relativamente ao CO₂, o potencial de retenção de calor de uma substância ou composto, quando presente na atmosfera [55]. As classificações de segurança e os dados ambientais obtiveram-se em [55].

Tabela A.2: Propriedades físicas dos fluidos estudados.

Fluido	Propriedades físicas			Dados ambientais		Classificação de segurança
	T_{CR} (K)	P_{CR} (kPa)	T_{TR} (K)	PDO	PAG	
Metano (CH ₄)	190,56	4599,2	90,694	0,000	23	A3
Dióxido de carbono (CO ₂)	304,13	7377,3	216,59	0,000	1	A1
Propano (C ₃ H ₈)	369,89	4251,2	85,525	0,000	≈20	A3
Etano (C ₂ H ₆)	305,32	4872,2	90,368	0,000	≈20	A3
Etileno (C ₂ H ₄)	282,35	5041,8	103,99	0,000	<20	A3
R134a (CH ₂ FCF ₃)	374,21	4059,3	169,85	0,000	1370	A1
R143a (C ₂ F ₃ H ₃)	345,86	3761,0	161,34	0,000	4180	A2L
Propileno (C ₃ H ₆)	364,21	4555,0	87,953	0,000	<20	A3